Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

INFORMATION REPORT INFORMATION REPORT

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY

This material contains information affecting the National Defense of the United States within the meaning of the Espionage Laws, Title 18, U.S.C. Secs. 793 and 794, the transmission or revelation of which in any manner to an unauthorized person is prohibited by law.

S-E-C-R-E-T

25X1

COUNTRY East Germany

REPORT

SUBJECT Plans for Presses Planned and Actually Manufactured by VEB Schwermaschinenbau Henry Pels Erfurt

DATE DISTR. 5 October 1955

NO. OF PAGES 1

DATE OF INFO.

REQUIREMENT NO. RD

25X1

PLACE ACQUIRED

REFERENCES

DATE ACQUIRED

This is UNEVALUATED Information

25X1

SOURCE EVALUATIONS ARE DEFINITIVE. APPRAISAL OF CONTENT IS TENTATIVE

presses planned and actually manufactured by VEB Schwermaschinenbau Henry Pels Erfurt.

25X1

25X1

25 YEAR RE-REVIEW

25X1

S-E-C-R-E-T

NOFORN/CONTINUED CONTROL

STATE	X	ARMY	X	NAVY	X	AIR	X	FBI		AEC				

(Note: Washington distribution indicated by "X"; Field

INFORMATION REPORT INFORMATION REPORT

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

BEST COPY
Available

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1

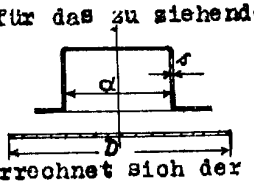
Page Denied

Next 14 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Ist für das zu ziehende Teil



D = der Scheibendurchmesser,
d = der Ziehstempeldurchm. in m/m,
s = die Blechstärke in m/m,
ks = die Zerreißfestigkeit des Werkstoffes in kg/mm²,

so errechnet sich der Ziehdruck nach der Formel:

$$Pz = d \cdot \pi \cdot s \cdot n \cdot ks,$$

hierbei ist "n" ein Korrektionsfaktor, der abhängig ist vom Ziehverhältnis $\frac{\text{Ziehstempel - Ø} = d}{\text{Scheiben - Ø} = D}$

Folgende Tabelle gibt hierüber einen Anhaltspunkt, wie hoch man den Faktor "n" einsetzen kann.

$\frac{d}{D}$ =	0,55	0,575	0,6	0,625	0,65	Für alle übrigen Verhältnisse n = 0,7
n =	1,0	0,93	0,86	0,79	0,72	

Aus der Tabelle ersehen Sie deutlich, wie das Ziehverhältnis $\frac{d}{D}$ den Ziehdruck wesentlich beeinflußt. Bei Bestimmung der Maschine ist deshalb nicht nur der Stempel-Ø, sondern auch der Blechscheiben-Durchmesser zu berücksichtigen, da bei Ausnützung des vollen, erreichbaren Ziehverhältnisses der Ziehdruck trotz des kleineren Stempel-Ø größer werden kann, als bei Ausnützung eines nur kleinen Ziehverhältnisses, also größeren Stempel-Ø , ausgehend von gleichem Blechscheiben-Ø. Sind zur Herstellung eines Ziehteiles mehrere Operationen notwendig, so ist selbstverständlich für die Festlegung des Druckes der größte Stempel-Ø maßgebend. Für stärkere Bleche von etwa 3 mm an, besonders bei Teilen mit Rand oder Flansch, verwenden wir nachstehende Formel, wobei wir für ks den Grenswert der Zugfestigkeit des zu verarbeitenden Materials einsetzen.

$$Pz = d \cdot \pi \cdot s \cdot ks$$

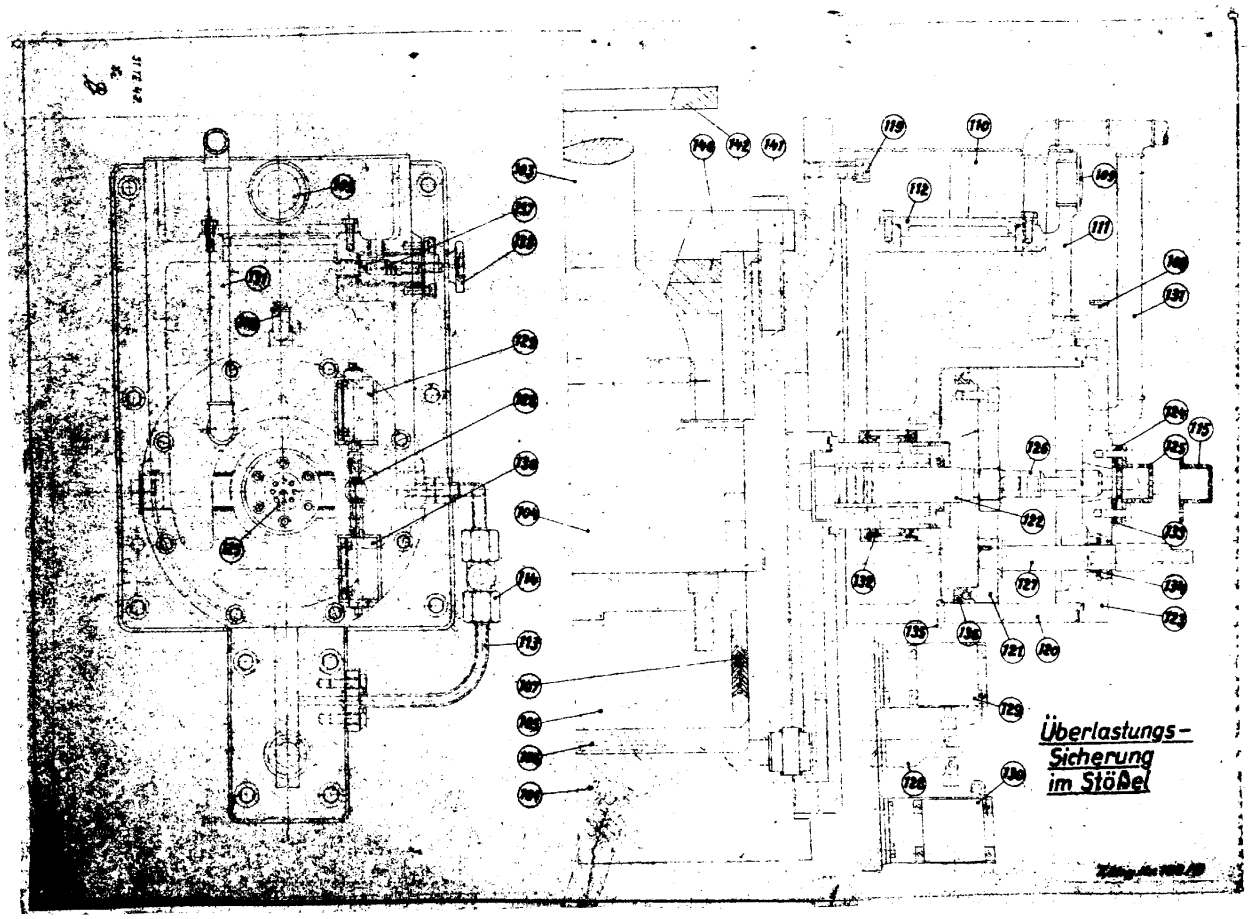
Der Faktor "n" wird hier nicht in Rechnung gestellt, da bei dem starken Material ausser dem Ziehdruck noch Biegebeanspruchung in Frage kommt.

Material	Zugfestigkeit kg/mm²
Aluminium	7-14
Duraluminium	40-52
Zink	14-19
Kupfer	22-24
Messing	32-50
Kastengeglüht. Siemens-Martin Tiefziehblech	28-35
Normalisiertes Karosserieblech	32-42
Nickel	40-45
Walzbronze	40-50
Monel	55
Kaltgewalzter Bandstahl	50-60
Nirosta Marke V2a W	60-70

AGFA L AGEFE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Teilverzeichnis

zur Hydro-pneumatischen Überlastungssicherung.

Nr.	Benennung	Zeichg.	Foto
101	Pressenstößel	188/B	4989
102	Pleuelstange		4989
103	Druckspindel	188/B	4989
104	Druckpfanne	188/B	
105	Kolben für Ölpolster	188/B	
106	Ölpolster	188/B	
107	Dichtungspackung	188/B	
108	Einfüllstutzen für Öl	188/B	4989
109	Ölstandsauge	188/B	4989
110	Lecköl-Sammelraum	188/B	
111	Ölbehälter	188/B	
112	Deckel zum Ölkasten	188/B	
113	Öldruckleitung	188/B	4989
114	Rückschlagventil in der Ölleitung	188/B	4989
115	Hohldeckel	188/B	
116	Manometer für Druck im Polster		4988
117	Absperrventil für 116		4988
118	Ölentleerungsschraube f. Ölpolster		4988
119	Hohlschraube	188/B	
120	Überdruck-Zylinder	188/B	
121	Kolben im Überdruck-Zylinder	188/B	
122	Ventilschieber	188/B	
123	Zylinder - Deckel	188/B	4989
124	Brechplatte	188/B	
125	Splitterschutzkappe	188/B	4989
126	Dorn zu 122	188/B	
127	Schieberbolzen	188/B	
128	Kurvenscheibe	188/B	4989
129	Endschalter für Leuchtsignal	188/B	4989
130	Endschalter f. Kupplungs-Hubmagnet	188/B	4989
131	Druckluft-Leitung	188/B	4989
132	Ventilblöcke mit Rückschlagventilen	188/B	
133	Dichtungsringe zur Brechplatte	188/B	
134	Dichtungsmanschette zu 127		
135	Ölschraube am Überdruckventil	188/B	
136	Dichtungsmanschette zu 121	188/B	
137	Öldruckauf-Ventil	188/B	
138	Handrad zu 137	188/B	4989
139	Signallampe		4988
140	Flansch	188/B	
141	Schrauben z. Flansch	188/B	
142	Zweiteiliger Ring	188/B	

6.1.45

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

stets vorrätig gehalten werden. Wenn der Stößel bei Eintritt der Überlastung bereits über die Tiefstlage hinweg ist, diesen bis in Höchststellung laufen lassen. Sollte der Stößel die Tiefstlage bei Durchschlagen der Brechplatte noch nicht erreicht haben, so muß der Antrieb mit Bremsung radbremse stillgesetzt werden. Der Antriebsmotor ist umzupolen und der Stößel im Rückwärtslauf in Höchststellung bringen, dann Motor wieder auf Normal-Drehrichtung polen.

7. Außerkraftsetzen der Überlastungssicherung für Arbeiten mit starrem Stößel oder bei Betriebsstörung der Überlastungssicherung.

Zu diesem Zweck ist das Ölpolster (106) unterhalb des Kolbens (105) zu beseitigen, was wie folgt geschieht:
Druckluftleitung (131) durch Schließen des Absperrventils am Kommandostand abschalten, Ablaßhahn öffnen. Damit ist die Spannung beseitigt. Der Stößel ist bei ca. 30° vor Kurbeltiefstellung stillzusetzen und beiderseits genau parallele Unterlagen zu unterlegen (Türken oder dgl. binden). Der Antriebsmotor ist nun stillzusetzen, um Unfälle zu vermeiden. Schrauben (141) des Planschen (140) herausdrehen und den Plansch hochheben, dann wird der zweiteilige Zwischenring (142) eingebaut. Durch Ziehen an den Kollriemen bei gleichzeitig eingerückter Kupplung ist der Pleuel vorsichtig zu senken, bis das Aufsitzen des Kolbens (105) auf der Grundfläche durch Widerstand feinfühlig erkennbar ist. Nunmehr ist der Plansch (140) mit den Zwischenring wieder zu verschrauben. Durch den Umbau auf starren Stößel stimmt die Zeigerstellung nicht mehr mit der Nullstellung der Skala überein (der Stößel hängt jetzt um 30 mm höher). Da die Stößelverstellung in den richtigen Grenzen zu halten, ist es notwendig, bei Umstellung auf Arbeiten ohne Überlastungssicherung die Ablesung an der Skala für Stößelverstellung um 30 mm tiefer vorzunehmen.
Die Maschine ist sodann wieder betriebsfähig. Die Betriebsbereitschaft der Überlastungssicherung erfolgt durch Einbau des Zwischenringes in umgekehrter Weise.

8. Besondere Hinweise.

a) Wenn der Betrieb der Maschine für längere Zeit stillgesetzt werden soll, so ist das Ölpolster zu entspannen. Dies geschieht einfach durch Wegnahme des Luftdruckes in der Druckluftleitung (131) am Kommandostand.

b) Im Laufe der Zeit wird sich etwas Lecköl in dem an sich mit Öl gefüllten Trichter innerhalb des Planschen (140) ansammeln und den Ölspiegel zum Abfließen durch die Kohlschraube (119) bringen. Das im Lecköl-Sammelraum (110) sich ansammelnde Öl wird im Ölstandsauge (109) sichtbar, und ist von Zeit zu Zeit zu entfernen. Hierzu muß der Luftdruck im Ölbehälter (111) abgeblasen werden. Durch Öffnen des Ölrücklauf-Ventils (137) fließt das angesammelte Öl in den Ölbehälter (111) zurück. Nach Schließen des Ventils ist der Luftdruck im Ölbehälter wieder herzustellen.

c) Von Zeit zu Zeit, etwa alle 8 oder 14 Tage ist die Ölschraube (135) am Überdruckventil herauszudrehen, um etwa hinter dem Kolben (121) angesammeltes Lecköl zu entfernen.

d) Der Ölspiegel im Ölbehälter (111) ist des öfteren auf seinen Normalstand durch Herausdrehen des Stopfens am Stutzen (108) zu überprüfen. Auch hier ist vorherige Entspannung des Luftdruckes nötig, um Ölverlust zu vermeiden. Der Ölspiegel soll bis zum Rand des Einfüllstutzens (108) reichen.

B

6.1.44

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

d.h. den Stößel ca. 5 mm vor der unteren Totpunktlage aufsetzen zu lassen, wodurch der Ventilschieber bis zur Freigabe der Rückströmkanäle zurückgedrängt und der eingeschlossenen Luft das Entweichen in den Luftraum über dem Ölbehälter (108) ermöglicht wird. Damit wird die Ölfüllung im Ölpolster und seinen Zuführungsleitungen erst vervollständigt. Über die Vorgänge bei der Überlastung und ihre Beseitigung s. Absatz 3) und 6). Das aus dem Ölbehälter in das Ölpolster ausgetretene Öl muß im Ölbehälter unbedingt ersetzt werden durch Auffüllen bis oberer Rand Einfüllstutzen (108).

Die Überlastungssicherung ist stets vor Arbeitsbeginn ordnungsgemäß in betriebsfähigen Zustand zu setzen und während der Arbeitszeit darin zu erhalten.

5. Einstellungen und Ablesungen:

Die Höhe des während der Arbeitsperiode erzeugten tatsächlichen Arbeitsdruckes im Ölkissen ist am Manometer (116) vorn am Stößel ablesbar. Wenn ein Arbeitsdruck von 500 t im Ölpolster vorhanden sein soll, so muß der Manometerstand ca. 250 kg/qcm anzeigen. Dafür ist der Luftdruck am Kommandostand auf 2-2,5 kg/qcm einzustellen.

Zur Schonung des Manometers ist dieser nach erfolgter Einstellung und genügender Überprüfung des Druckes durch Schließen der Absperrventile (117) außer Betrieb zu setzen und nur für Nachprüfungen wieder einzuschalten.

6. Eintritt der Überlastung:

a) Geringe Überlastung in der Nähe des unteren Totpunktes regelt sich von selbst ohne äußerliche Anzeichen. Der Kolben (121) im Überlastungsventil wird dabei geringfügig nach auswärts gedrückt und kehrt bei Hochgang des Stößels bezw. Aufbauen des Arbeitsdruckes von selbst wieder in seine Ausgangseinstellung zurück.

b) Stärkere Überlastungen zeigen sich durch Aufleuchten der Signallampe (139) an. Auch besteht die Möglichkeit, daß die Kupplung ausgeschaltet wird. Bei Stößelhochgang erlischt die Signallampe wieder. Falls Kupplung bereits ausgeschaltet, muß diese durch neue "Ein" Schaltung wieder in Gang gebracht werden.

c) Bei starker und nachhaltiger Überlastung treten die unter b) beschriebenen Anzeichen ebenfalls auf, der Überdruck auf den Kolbenventil (122) ist jedoch so groß, dass der Dorn (126) die Brechplatte (124) durchstößt, was schlagartigen Abbau der Druckluftspannung im Ventil-Zylinder (120) zur Folge hat. Dieser Vorgang erfolgt unter knallartigem und zischendem Geräusch. Sofort ist das Absperrventil am Kommandostand zu schließen, um weiteren Druckluftverlust zu vermindern. Sicherheitshalber sind die Antriebsmotoren abzuschalten und das Schwungrad festzusetzen. Vor Weiterarbeiten mit der Maschine ist die Überlastungssicherung wieder instand zu setzen. Hiezu ist die Verschlußkappe (125) mit den Resten der Brechplatte abzunehmen, an deren Stelle der mitgelieferte Hohldeckel (115) mit den Dichtungen (133) vorübergehend zum Abdichten des Überdruckzylinders anzuschrauben. Durch Öffnen des Absperrventils am Kommandostand ist die Druckluftspannung im Zylinder (120) wieder herzustellen, wodurch der Kolben (121) in seine O-Stellung zurückkehrt. Nunmehr ist durch Schließen des Absperrventils und Öffnen des Luftablaßhahnes am Kommandostand die Druckluftspannung im Überdruckzylinder wieder zu beseitigen, um die neue Brechplatte mit der Splitterschutzkappe nebst Dichtungen aufschrauben zu können. Nach dem Schließen des Ablaßhahnes und Öffnen des Absperrventils ist die Überlastungssicherung wieder betriebsbereit.

Die Selbsterstellung von Brechplatten (124) ist unter allen Umständen zu unterlassen. Solche sollen, in Abmessungen und Festigkeitseigenschaften der Leistung der Maschine genau angepaßt, nur von der Lieferfirma bezogen werden. Einige Stück davon sollten

1.44

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Hydro - pneumatische Überlastungssicherung im Stössel der Kurbelpresse

Hierzu Zchg. 188/B, und Foto 4988, 4989.

1. Zweck: Die hydraulische Überlastungssicherung im Stössel schützt die Maschine und Werkzeuge vor den schädlichen Folgen einer Überschreitung des größten zulässigen Druckes, der durch unterschiedliche Stärke und Härte des zu verarbeitenden Werkstoffes oder auch falscher Einstellung der Werkzeuge entstehen kann.

2. Beschreibung:
Der Pressenstössel (1o1) wird durch die Kurbelwelle über die Pleuelstange (1o2) und Druckspindel (1o3) angetrieben. Die Druckpfanne (1o4) überträgt die Druckwirkung über den Kolben (1o5) auf das Ölpolster (1o6). An der Rückseite des Pressenstössels ist ein Gehäuse angeschraubt, in welchem der Ölbehälter (111) mit Druckluftanschluß und der Überdruckzylinder (12o) untergebracht ist. Der Ölbehälter (111) ist durch die Öldruckleitung (113) über das Rückschlagventil (114) mit dem Ölpolster (1o6) verbunden. Auf der Vorderseite des Stössels ist der Manometer (116) angeschlossen. Ebenfalls an der Vorderseite des Stössels ist die Entleerungsschraube (118)angebracht. Das Überdruckventil besteht aus einem Zylinder (12o), in welchem der Kolben (121)mit dem Kolbenventil (122) verschiebbar gelagert ist. Das Kolbenventil ist mit einem Dorn (126) versehen. Die Luftkammer im Zylinder (12o) ist durch den Deckel (123) abgeschlossen, dessen Mittelöffnung durch eine Brechplatte (124), sowie Splitterschutzkappe (125) abgeschlossen ist. Im Innern des Zylinders (12o) ist der Schiebebolzen (127) angeordnet, der über Kurvenschiene (128) die beiden Endschalter (129) und (13o) betätigt. Der Schalter (129) schaltet das Leuchtsignal, der Schalter (13o) den Schütz für den Hubmagnet zur Kupplung. Durch die Rohrleitung (131) wird dem Zylinder (12o) Druckluft mit regelbarer Spannung zugeführt, welche den Kolben (121) in O-Stellung hält und damit den Rückdruck des Ölkissens auf Kolbenventil (122) entgegen wirkt.

3. Arbeitsweise:
Über die Rohrleitung (131) wird sowohl das Öl im Ölbehälter (111) wie auch das Überdruck-Ventil unter Spannung gehalten. Sobald die durch Arbeitsdruck entstehende Spannung im Ölpolster (1o6),rückwirkend auf den Ventilschieber (122), die entsprechende Luftdruckeinstellung über dem Kolben (121) überwindet, verschieben sich der Ventilschieber (122) und der Kolben (121) nach der Deckelseite, damit wird die Signallampe (139) eingeschaltet. Starke und nachhaltige Überlastung bewirkt so großen Öldruck auf den Ventilschieber, daß der Dorn (126) die Brechplatte (124) durchstößt, das Luftpolster durch Abströmen beseitigt und das im Ölpolster verdrängte Öl durch die Kanäle der Ventilbüchse (132) wieder in den Ölbehälter (111) zurückfließt. Dieser Vorgang beseitigt die Spannung des Ölpolsters (1oo) und entlastet dadurch die Stößelgarnitur vom Arbeitsdruck, sodaß keine schädlichen Einwirkungen auf Stössel und Getriebe erfolgen können.

4. Inbetriebnahme.
Die Maschine wird ohne Ölfüllung zum Versand gebracht. Vor der Inbetriebnahme ist der Ölbehälter (111) durch den Einfüllstutzen (1o8) bis zum Rand des letzteren aufzufüllen. Hierzu ist reines Lagerschmieröl DIN 6543 von etwa 8 - 1o E/5o° C. verwendbar. Die vollständige Füllung erfordert ca. 25 ltr. Um der Luft freien Abzug zu verschaffen, die sich in den mit Öl zu füllenden Hohlräumen befindet, drehe man die Ölentleerungsschraube (118) vorn am Stössel heraus, bis Öl auszufließen beginnt, dann zuschrauben. Das Einströmen von Druckluft durch Leitung (131) setzt das Ölpolster (1o6) unter Vorspannung. Um die eingeschlossene Luft restlos zu beseitigen, ist es zweckmäßig, eine Probeüberlastung herbeizuführen,

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Kurbeltrieb
Berechnung von Drehmoment, Kräfte, Geschwindigkeit und Weg

Kurbelwinkel α_{ur}	Faktor γ für Verhältnis λ = 1/3,15	1/4	1/5	1/6,3	1/8	1/10	Faktor γ_3 für Verhältnis λ = 1/3,15	1/4	1/5	1/6,3	1/8	1/10
55	0,973	0,940	0,914	0,894	0,878	0,866	0,535	0,513	0,495	0,481	0,470	0,461
56	0,981	0,949	0,923	0,903	0,887	0,875	0,552	0,529	0,511	0,497	0,485	0,476
57	0,989	0,957	0,932	0,912	0,896	0,884	0,569	0,545	0,527	0,513	0,501	0,491
58	0,996	0,964	0,940	0,920	0,905	0,893	0,586	0,562	0,543	0,529	0,517	0,507
59	1,002	0,971	0,947	0,928	0,913	0,902	0,603	0,579	0,559	0,545	0,533	0,523
60	1,008	0,978	0,954	0,936	0,921	0,910	0,620	0,596	0,576	0,561	0,549	0,539
61	1,014	0,984	0,961	0,943	0,929	0,918	0,638	0,613	0,593	0,577	0,565	0,555
62	1,019	0,990	0,968	0,950	0,936	0,925	0,656	0,630	0,610	0,593	0,581	0,571
63	1,024	0,995	0,974	0,957	0,943	0,932	0,674	0,647	0,627	0,610	0,597	0,587
64	1,029	1,000	0,980	0,963	0,949	0,939	0,692	0,664	0,644	0,627	0,613	0,603
65	1,033	1,005	0,985	0,968	0,955	0,945	0,710	0,681	0,661	0,644	0,630	0,619
66	1,036	1,010	0,990	0,973	0,961	0,951	0,728	0,698	0,678	0,661	0,647	0,635
67	1,039	1,014	0,994	0,978	0,966	0,957	0,746	0,716	0,695	0,678	0,664	0,652
68	1,042	1,017	0,998	0,983	0,971	0,962	0,764	0,734	0,712	0,695	0,681	0,669
69	1,044	1,020	1,002	0,987	0,976	0,967	0,782	0,752	0,729	0,712	0,698	0,686
70	1,046	1,023	1,005	0,991	0,980	0,972	0,800	0,770	0,746	0,729	0,715	0,703
71	1,048	1,025	1,008	0,995	0,984	0,976	0,818	0,788	0,763	0,746	0,732	0,720
72	1,049	1,027	1,011	0,998	0,988	0,980	0,836	0,806	0,780	0,763	0,749	0,737
73	1,049	1,029	1,013	1,001	0,992	0,984	0,855	0,824	0,798	0,780	0,766	0,754
74	1,049	1,030	1,015	1,004	0,995	0,988	0,874	0,842	0,816	0,797	0,783	0,771
75	1,048	1,031	1,017	1,007	0,998	0,991	0,893	0,860	0,834	0,814	0,800	0,788
76	1,048	1,031	1,018	1,009	1,000	0,994	0,911	0,878	0,852	0,832	0,817	0,805
77	1,047	1,031	1,019	1,010	1,002	0,997	0,929	0,896	0,870	0,850	0,834	0,822
78	1,045	1,031	1,020	1,011	1,004	0,999	0,947	0,914	0,888	0,868	0,851	0,839
79	1,043	1,030	1,020	1,012	1,005	1,001	0,965	0,932	0,906	0,886	0,868	0,856
80	1,041	1,029	1,020	1,013	1,006	1,002	0,983	0,950	0,924	0,904	0,886	0,873
81	1,039	1,028	1,019	1,013	1,007	1,003	1,001	0,968	0,942	0,922	0,904	0,891
82	1,036	1,026	1,018	1,012	1,008	1,004	1,019	0,986	0,960	0,940	0,922	0,909
83	1,033	1,024	1,017	1,012	1,008	1,005	1,037	1,004	0,978	0,958	0,940	0,927
84	1,029	1,022	1,016	1,011	1,008	1,005	1,055	1,022	0,996	0,976	0,958	0,945
85	1,025	1,019	1,014	1,010	1,007	1,005	1,073	1,040	1,014	0,994	0,976	0,963
86	1,021	1,016	1,012	1,008	1,006	1,005	1,091	1,058	1,032	1,012	0,994	0,981
87	1,016	1,012	1,009	1,006	1,005	1,004	1,109	1,076	1,049	1,029	1,011	0,999
88	1,011	1,008	1,006	1,004	1,004	1,003	1,127	1,093	1,066	1,046	1,028	1,016
89	1,006	1,004	1,003	1,002	1,002	1,002	1,144	1,110	1,083	1,063	1,046	1,033
90	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,161	1,127	1,100	1,080	1,063	1,050

Werte der Faktoren ζ_1, ζ_2

Kurbelwinkel α_{ur}	Faktor ζ_1 für Verhältnis λ = 1/3,15	1/4	1/5	1/6,3	1/8	1/10	Faktor ζ_2 für Verhältnis λ = 1/3,15	1/4	1/5	1/6,3	1/8	1/10
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0	0	0	0	0	0
5	1,001	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,028	0,022	0,017	0,014	0,011	0,009
10	1,002	1,001	1,001	1,000	1,000	1,000	0,055	0,044	0,035	0,028	0,022	0,017
15	1,003	1,002	1,001	1,001	1,001	1,000	0,082	0,065	0,052	0,041	0,033	0,026
20	1,006	1,004	1,002	1,001	1,001	1,001	0,109	0,086	0,068	0,054	0,043	0,034
25	1,009	1,006	1,003	1,002	1,001	1,001	0,135	0,107	0,085	0,067	0,053	0,042
30	1,013	1,008	1,005	1,003	1,002	1,001	0,160	0,127	0,100	0,080	0,063	0,050
35	1,017	1,010	1,007	1,004	1,002	1,002	0,184	0,146	0,115	0,091	0,072	0,058
40	1,021	1,013	1,008	1,005	1,003	1,002	0,208	0,164	0,129	0,100	0,081	0,064
45	1,026	1,016	1,010	1,006	1,004	1,002	0,229	0,181	0,143	0,113	0,089	0,071
50	1,031	1,019	1,012	1,007	1,005	1,003	0,250	0,196	0,155	0,122	0,097	0,077
55	1,036	1,022	1,014	1,008	1,005	1,003	0,268	0,210	0,166	0,131	0,104	0,082
60	1,040	1,025	1,016	1,010	1,006	1,004	0,285	0,223	0,175	0,139	0,110	0,087
70	1,047	1,029	1,018	1,011	1,007	1,004	0,311	0,242	0,191	0,151	0,119	0,094
80	1,052	1,032	1,020	1,012	1,008	1,005	0,328	0,255	0,200	0,158	0,125	0,099
90	1,054	1,033	1,021	1,013	1,008	1,005	0,333	0,260	0,204	0,161	0,127	0,101

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

	Kurbeltrieb Berechnung von Drehmoment, Kräfte, Geschwindigkeit und Weg	Blatt 5

Werte der Faktoren γ, γ_s

Kurbelwinkel α_{in}°	Faktor γ für Verhältnis λ-						Faktor γ_s für Verhältnis λ-					
	1/3,15	1/4	1/5	1/6,3	1/8	1/10	1/3,15	1/4	1/5	1/6,3	1/8	1/10
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,023	0,022	0,021	0,021	0,020	0,019	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
2	0,046	0,044	0,042	0,041	0,040	0,038	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
3	0,069	0,066	0,063	0,061	0,060	0,058	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
4	0,092	0,088	0,084	0,081	0,079	0,077	0,005	0,005	0,005	0,005	0,004	0,004
5	0,115	0,110	0,105	0,101	0,098	0,095	0,007	0,007	0,007	0,007	0,006	0,006
6	0,138	0,132	0,126	0,121	0,118	0,115	0,010	0,009	0,009	0,009	0,008	0,008
7	0,161	0,154	0,147	0,141	0,138	0,134	0,013	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010
8	0,184	0,175	0,168	0,161	0,157	0,153	0,016	0,015	0,014	0,014	0,013	0,013
9	0,206	0,196	0,188	0,181	0,176	0,172	0,019	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016
10	0,228	0,217	0,208	0,201	0,195	0,191	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019	0,019
11	0,250	0,238	0,229	0,221	0,214	0,210	0,027	0,026	0,025	0,024	0,023	0,023
12	0,272	0,259	0,249	0,241	0,233	0,229	0,031	0,030	0,029	0,028	0,027	0,027
13	0,294	0,280	0,269	0,260	0,252	0,248	0,036	0,034	0,033	0,032	0,031	0,031
14	0,316	0,301	0,289	0,279	0,271	0,266	0,041	0,039	0,038	0,037	0,036	0,035
15	0,338	0,322	0,309	0,298	0,290	0,284	0,046	0,044	0,043	0,042	0,041	0,040
16	0,360	0,343	0,329	0,317	0,309	0,302	0,052	0,050	0,048	0,047	0,046	0,045
17	0,381	0,363	0,349	0,336	0,328	0,320	0,058	0,056	0,054	0,053	0,051	0,050
18	0,402	0,383	0,368	0,355	0,346	0,338	0,065	0,062	0,060	0,059	0,057	0,056
19	0,423	0,403	0,387	0,374	0,364	0,356	0,072	0,069	0,067	0,065	0,063	0,062
20	0,444	0,423	0,406	0,393	0,382	0,374	0,080	0,076	0,074	0,072	0,070	0,068
21	0,465	0,443	0,425	0,412	0,400	0,392	0,088	0,084	0,081	0,079	0,077	0,074
22	0,486	0,462	0,444	0,430	0,418	0,410	0,096	0,092	0,089	0,086	0,084	0,081
23	0,506	0,481	0,463	0,448	0,436	0,427	0,105	0,100	0,097	0,094	0,091	0,088
24	0,526	0,500	0,481	0,466	0,454	0,444	0,114	0,109	0,105	0,102	0,099	0,096
25	0,545	0,519	0,499	0,484	0,471	0,461	0,123	0,118	0,114	0,110	0,107	0,104
26	0,564	0,538	0,517	0,501	0,488	0,478	0,133	0,127	0,123	0,119	0,115	0,112
27	0,583	0,557	0,535	0,518	0,505	0,495	0,143	0,137	0,132	0,128	0,124	0,121
28	0,602	0,575	0,553	0,535	0,522	0,511	0,153	0,147	0,141	0,137	0,133	0,130
29	0,620	0,593	0,570	0,552	0,539	0,527	0,164	0,157	0,151	0,146	0,142	0,139
30	0,638	0,611	0,587	0,569	0,555	0,543	0,175	0,167	0,161	0,156	0,151	0,148
31	0,656	0,628	0,604	0,585	0,571	0,559	0,186	0,178	0,171	0,166	0,161	0,158
32	0,674	0,645	0,620	0,601	0,587	0,575	0,198	0,189	0,182	0,176	0,171	0,168
33	0,691	0,661	0,636	0,617	0,603	0,591	0,210	0,200	0,193	0,187	0,181	0,178
34	0,708	0,677	0,652	0,633	0,618	0,606	0,222	0,212	0,204	0,198	0,192	0,188
35	0,725	0,693	0,668	0,648	0,633	0,621	0,234	0,224	0,216	0,209	0,203	0,199
36	0,741	0,709	0,683	0,663	0,648	0,636	0,247	0,236	0,228	0,221	0,214	0,210
37	0,757	0,724	0,698	0,678	0,663	0,650	0,260	0,248	0,240	0,233	0,226	0,221
38	0,772	0,739	0,713	0,693	0,677	0,664	0,273	0,261	0,252	0,245	0,238	0,232
39	0,787	0,754	0,728	0,707	0,691	0,678	0,287	0,274	0,264	0,257	0,250	0,244
40	0,802	0,768	0,742	0,721	0,705	0,692	0,301	0,287	0,277	0,269	0,262	0,256
41	0,816	0,782	0,756	0,735	0,718	0,705	0,315	0,300	0,290	0,282	0,274	0,268
42	0,830	0,796	0,769	0,748	0,731	0,718	0,329	0,314	0,303	0,295	0,287	0,280
43	0,843	0,809	0,782	0,761	0,744	0,731	0,344	0,328	0,316	0,308	0,300	0,293
44	0,856	0,822	0,795	0,774	0,757	0,744	0,359	0,342	0,330	0,321	0,313	0,306
45	0,869	0,835	0,808	0,787	0,770	0,757	0,374	0,357	0,344	0,334	0,326	0,319
46	0,881	0,847	0,820	0,799	0,782	0,769	0,389	0,372	0,358	0,348	0,339	0,332
47	0,893	0,859	0,832	0,811	0,794	0,781	0,404	0,387	0,373	0,362	0,353	0,346
48	0,904	0,870	0,844	0,823	0,806	0,793	0,420	0,402	0,388	0,376	0,367	0,360
49	0,915	0,881	0,855	0,834	0,817	0,804	0,436	0,417	0,403	0,390	0,381	0,374
50	0,926	0,892	0,866	0,845	0,828	0,815	0,452	0,433	0,418	0,405	0,395	0,388
51	0,936	0,902	0,876	0,855	0,838	0,826	0,468	0,449	0,433	0,420	0,410	0,402
52	0,946	0,912	0,886	0,865	0,848	0,837	0,484	0,465	0,448	0,435	0,425	0,416
53	0,955	0,921	0,896	0,875	0,858	0,847	0,501	0,481	0,463	0,450	0,440	0,431
54	0,964	0,931	0,905	0,885	0,868	0,857	0,518	0,497	0,479	0,465	0,455	0,446
55	0,973	0,940	0,914	0,894	0,878	0,866	0,535	0,513	0,495	0,481	0,470	0,461

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Kurbeltrieb
Berechnung von Drehmoment, Kräfte, Geschwindigkeit und Weg

Blatt 1

$\lambda = \frac{r}{l}$

1) Drehmoment M_d, Kräfte P , P_1 , P_2 .

Es ist $M_d = P_t \cdot r = P \cdot r \cdot \gamma$

daraus $P_t = \frac{M_d}{r} = P \cdot \gamma$

$P = \frac{M_d}{r \cdot \gamma} = \frac{P_t}{\gamma}$

$\gamma = \frac{M_d}{P \cdot r} = \frac{P_t}{P}$

Ferner ist $P_1 = P \cdot \zeta_1$

$P_2 = P \cdot \zeta_2$

2) Geschwindigkeit v_1 .

Es ist $v_1 = v \cdot \gamma$

daraus $\gamma = \frac{v_1}{v}$

Die Umfangsgeschwindigkeit v errechnet sich aus:

$v = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{2r \cdot \pi \cdot n}{60}$ / $2r$ = Hub

oder $v = \frac{r \cdot n}{9{,}55} = \frac{2r \cdot n}{19{,}1}$

Zusammenhänge von 1 und 2

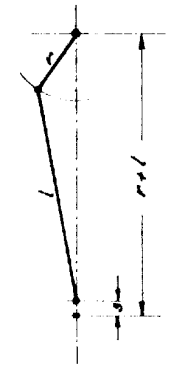
Von dem Wert γ ausgegangen,

ergibt sich $\frac{M_d}{P \cdot r} = \frac{P_t}{P} = \frac{v_1}{v}$

daraus $M_d = \frac{v_1}{v} \cdot P \cdot r$

$P_t = \frac{v_1}{v} \cdot P$

$P = \frac{v}{v_1} \cdot P_t$



3) Weg s .

Es ist $s = r \cdot \gamma_s$

daraus $\gamma_s = \frac{s}{r}$

Formeln für die Faktoren γ, γ_s, ζ_1, ζ_2.

Werte hierfür siehe Blatt 3 und 4 / Mit Hilfe der Faktoren läßt sich der jew. Kurbelwinkel leicht bestimmen.

Es ist $\gamma = tg\beta \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{\lambda^2} + \frac{2 \cdot \cos(\alpha + \beta)}{\lambda}}$

$\gamma_s = 1 + \frac{1}{\lambda} - \sqrt{1 + \frac{1}{\lambda^2} + \frac{2 \cdot \cos(\alpha + \beta)}{\lambda}}$

$\zeta_1 = \frac{1}{\cos\beta}$

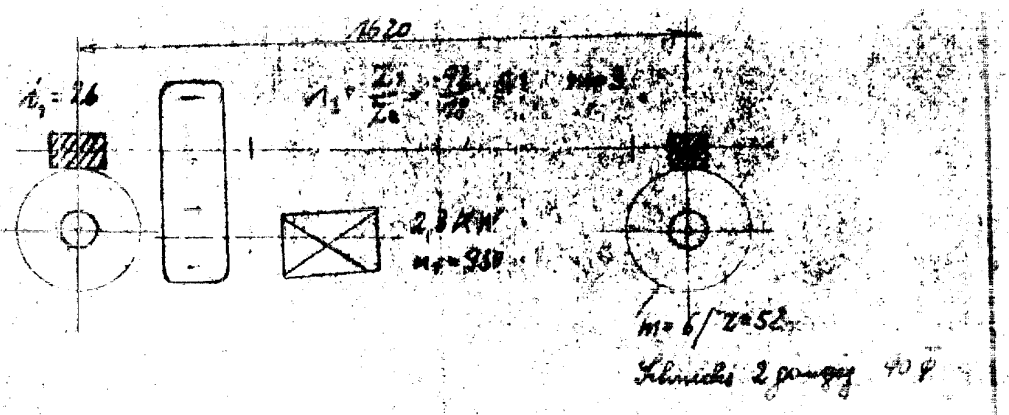
$\zeta_2 = tg\beta$

Größter Ausschlagwinkel β

Verhältnis λ	1 : 3,15	1 : 4	1 : 5	1 : 6,3	1 : 8	1 : 10
Winkel β	18° 26' 6"	14° 32' 53"	11° 30' 33"	9° 7' 9"	7° 15' 56"	5° 44' 21"

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

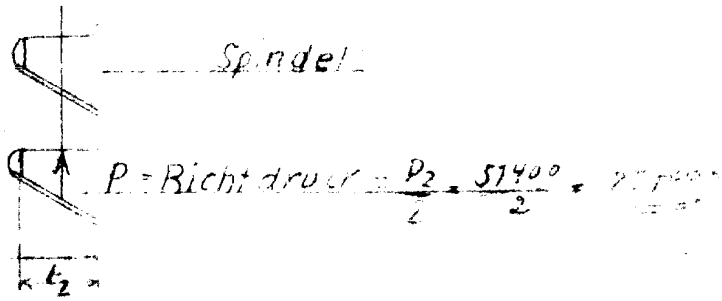
Lagerung aus GS2

Drucksp. m. Sägengew.
-120 x 10

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

AGEPE



Teilung t_2 bei 40 m/min = 7,5 mm

Mutterhöhe = 150 mm, gewählt Gangzahl = $\frac{150}{10}$ = 15.

Spalt Fläche $F = \delta_2 \cdot \pi \cdot 0{,}75 \cdot H$

$= 11{,}043 \cdot \pi \cdot 0{,}75 \cdot 15 = 390\ mm^2$

Flächenpressung:

$p = \frac{P}{F} = \frac{25 \cdot 700}{390} = 65\ kg/mm^2$

Reibungszahl zwischen Spindel und Mutter
= Stahl auf Bronze = 0,1

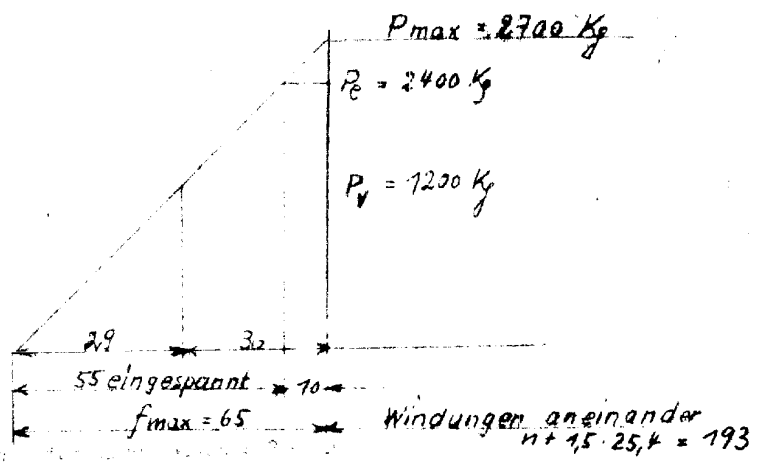
b) Antrieb

Die Anstellung der elektrischen Steuerung ist in Ordnung ohne Richtänderung. Die Spindel wird in Stufe 2 Federn vorwärts mit max. Schnittkraft von $2 \cdot P_{max} = 2 \cdot 2700 = 5400$ kg;

Reibung des Reibungsmoments der Spindel = 10 kg

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

12) Berechnung der Ausgleichfeder:

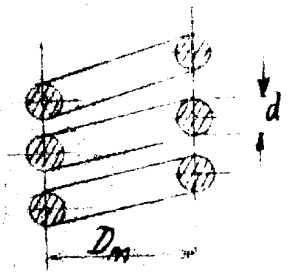
Als Gewichtsausgleich für den [illegible] sind 4 Druckfedern vorgesehen:

Gewicht [illegible]

demnach max. Belastung für eine Feder

$= \frac{4000}{4} = 1000$ kg 200 = 1 [illegible]

Vorspannung P [illegible]



[illegible] = $\frac{\pi}{4} \cdot D$ [illegible] = 4,0 cm

Stärke d = 25,4 mm

Zulässige [illegible] = [illegible] kg/cm²

[illegible] n = 10

zul. Spannung = 5000 kg/cm²

max. Federkraft:

$$P = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot zul}{8 \cdot D_m} = \frac{\pi \cdot 2{,}54^3 \cdot 5000}{8 \cdot 12} = [illegible]\ kg$$

Größte Durchbiegung pro Gang:

$$f = \frac{8 \cdot D_m^3 \cdot n \cdot P}{d^4 \cdot G} = \frac{8 \cdot 12^3 \cdot 10 \cdot [illegible]}{2{,}54^4 \cdot 830000} = [illegible]\ cm$$

Vorspannung $h_o = f\left(\sqrt{\ }\right) = \frac{[illegible]}{[illegible]} \cdot \frac{[illegible]}{[illegible]}$

= [illegible] cm = [illegible]

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Berechnung auf Biegung mit Normalkraft

Max. Biegemoment

$M_b = P_2 \cdot 750 + 17 = 1\,670\,000$ kgcm

Vorhandene Spannung bei 11 = σ_b = 510 kg/cm²

Unterschnittene Querschnittsfläche F_q = 64 000 kgcm,

Axiale Beanspruchung durch Eigengewicht

$$\sigma = \frac{M_z}{W} = \frac{P_2}{F_q} = \frac{41\,000}{2 \cdot 1\,357} = 30 \text{ kg/cm}^2$$

Die idealen Spannungen bei Drehbeanspruchung (nach Dubbel: 20. Aufl. 1944, S. 495)

$$\sigma_{ideell} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_{t,s}^2}$$

$$= \sqrt{510^2 + 3 \cdot (0,38 \cdot 30)^2} = 512 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_{zul.}$ = 800 kg/cm²

$\sigma_{b\,zul.}$ = 600 kg/cm²

$$\nu_o = \frac{\sigma_b}{1,75 \cdot \sigma_{zul.}} = \frac{600}{1,75 \cdot 600} = 0,78$$

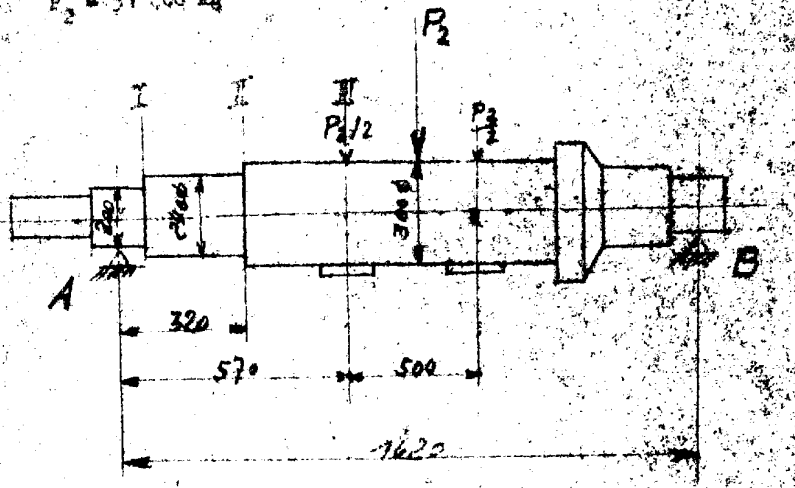
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

11) [redacted]

Auftretende Spannungen beim gröbsten Lichtbruch auf Welle 21

P_2 = 51 400 kg



Auflagerdrücke $A = B = \frac{P_2}{2} = \frac{51\,400}{2} = 25\,700$ kg

Spannungen bei vollgenuteten Querschnitten

bei I = $\sigma_b = \frac{\frac{P_2}{2} \cdot \frac{l}{2}}{W} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot 1}{185,2} \cdot 1$ = 270 kg/mm²

bei II = $\sigma_b = \frac{25,7 \cdot 12}{1 \cdot 10}$ = 310 kg/mm²

bei III = $\sigma_b = \frac{25,7 \cdot 12}{2 \cdot 0,1}$ = 300 kg/mm²

Zerreißfestigkeit gewählt: 70 kg/mm²

σ_B = 60 - 72 kg/mm²

σ_S = 30 kg/mm² (Dauerfestigkeit)

7

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

AGEPE

[illegible] Hertzsche Gleichung [illegible] mit [illegible] kg/cm² und E = [illegible] kg/cm²
so errechnet sich [illegible] Berührung zu

$$\frac{300\,000 \cdot 51\,450}{225\,000} = 69\,300 \text{ kg/cm}^2$$

(240 000 kg = P)

somit Umfangskraft an der Walze 2 mit 600 ϕ mm

$$U = \frac{51\,450}{30} = 2\,700 \text{ kg}$$

Der Reibwert der rollenden Reibung

$$f = \frac{2\,700}{51\,450} = 0{,}0525 \text{ cm}$$

lt. Hütte Bd. I S. 909 Abs. f = 0,05 = 0,055 cm

Umrechnung von metrischen auf praktisch englische Maße

10) Bestimmung der Lagerbelastung der Walzlager der Hilfswalzen

Lagerdruck = $\frac{51\,450}{2}$ = 25 700 kg pro Lager bei Walze 2

Gewählt: Ring-Zylinderlager, zweireihig
mit kugeliger Bohrung

SKF 22244 K

Die relative Tragfähigkeit C_n bei n = 52 Upm. und
500 Betriebsstunden

C_n = 110 000 kg

Lebensdauerfaktor $f_L = \frac{1}{\sqrt[3]{0{,}03 \cdot n}} = 1$

Lebensdauerfaktor

$f_L = \frac{f_L \cdot C_n}{P} = \frac{1 \cdot 110\,000}{25\,700} = 4{,}7$

Lagerlebensdauer

$L = [illegible] \cdot 4{,}7^3$

[illegible] Betriebsstunden

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

η = Wirkungsgrad für Getriebe und Gelenkspindeln mit 0,7 angenommen.

Bei den zu richtenden sichelförmigen und wellenförmigen U-Eisen treten erhebliche Reibungskräfte an den seitlichen Führungen auf. Zur Überwindung dieser Spurkranzreibung ist deshalb eine Kraft von 8 % der gesamten auftretenden Radialdrücke angenommen.

Es entsteht dadurch ein Reibungsmoment von:

$$M_{t_4} = 0{,}08 \cdot \Sigma P \cdot \mu \cdot R$$
$$= 0{,}8 \cdot 240\,000 \cdot 0{,}3 \cdot 30 = 173\,000 \text{ kgcm}$$

Die Leistung:

$$N_2 = \frac{M_{t_4} \cdot n}{71\,620} = \frac{173\,000 \cdot 32}{71\,620} = 78 \text{ PS}$$

Die Gesamtleistung:

$$N_{ges} = \frac{N_1 + N_2}{0{,}7} = \frac{16 + 78}{0{,}7} = 135 \text{ PS}$$

Gewählt wurde ein Sachsenwerk-Drehstrommotor
mit 100 kW = 136 PS bei 100 % ED

und 125 kW = 170 PS bei 60 % ED

Type: DGR 116 - 10, 220/380 Volt
n = 590 Upm.

9.) Kontrolle des Rollenwiderstandes:

Bei einer Antriebsleistung N = 125 kW = 170 PS
und bei n = 32 Upm. ergibt dies ein Gesamtdrehmoment

$$M_{ges} = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = 71\,620 \cdot \frac{170}{32}$$
$$= 380\,000 \text{ kgcm}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

41

3. Durchbiegung des gewählten Profils = 35

$$f = \frac{5 \cdot p \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I} \qquad p = \text{Trägerlast} + \text{der } \tfrac{1}{4} \text{ Lasten}$$

$$= \frac{1 \cdot 4\,200 \cdot 70^2}{12 \cdot 2\,100\,000 \cdot \ldots} = \frac{\ldots}{\ldots \cdot 10}$$

$$= 0{,}088 \text{ cm} = 0{,}8 \text{ mm}$$

4. Antriebsleistung

Da die Verformung jeweils in der Mitte der Rollenteilung auftritt, errechnet sich die stündliche Zahl der

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

Rollenteilungen in der Stunde $= \frac{1 \cdot 3}{\ldots} = \ldots$

demnach ergibt sich eine Leistung für die statische Verformung

$$N = \frac{3 \cdot 55}{75} = \frac{108}{75} = 1{,}45 \text{ PS}$$

Für die plastische Verformung wird auf Grund von Erfahrungswerten zusätzlich mit 150 % gerechnet,

somit

$$N = 1 \cdot 150\,\% = 1{,}45 + 2{,}2 = \ldots$$

Der aufzubringende Rollwiderstand der Laufrollen und Zahnräder

$$M_{tg} = M_{t_1} + M_{t_2} = 12\,200 + 7\,440 = \ldots$$

somit ergibt dies, einschließlich der Verformungsarbeit, eine Leistung von

$$N_1 = \frac{M_{tg} \cdot n}{71\,620} \qquad N = \frac{25\,640 \cdot \ldots}{71\,620} = \ldots$$

$$\ldots = \ldots + 4 = \ldots$$

AGTA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Formänderung im Feld II.1

$$A_2 = \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \int_0^{x''} M_{B_1}^2 \cdot dx$$

$$= \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \int_0^{x''} \left(\frac{P}{6} \cdot x\right)^2 \cdot dx$$

$$= \frac{1 \cdot l^2 \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot J \cdot (6^2 \cdot 3)}$$

$$= \frac{1 \cdot 31\,400^2 \cdot 70^3}{2 \cdot 2\,100\,000 \cdot 980 \cdot 432}$$

$$= 1\,200 \text{ cmkg} = 12 \text{ mkg}$$

Die gesamte Formänderungsarbeit ist:

$$A_{ges} = A_1 + A_2 + A_3$$

$$= 12 + 12 + 12 = 33{,}0 \text{ mkg}$$

Der Leistungsbedarf dieser Verformung ist abhängig von der Zahl derselben und der Hubgeschwindigkeit.

6. Umdrehungen der Walzen:

Hubgeschwindigkeit (gegeben) $v = 1$ m/sec.

$$n = \frac{l \cdot \pi \cdot n}{60}; \quad n = \frac{v \cdot 60}{l \cdot \pi} = \frac{1 \cdot 60}{0{,}7 \cdot \pi} = \frac{60}{2{,}2}$$

$= 31{,}7$ Upm.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

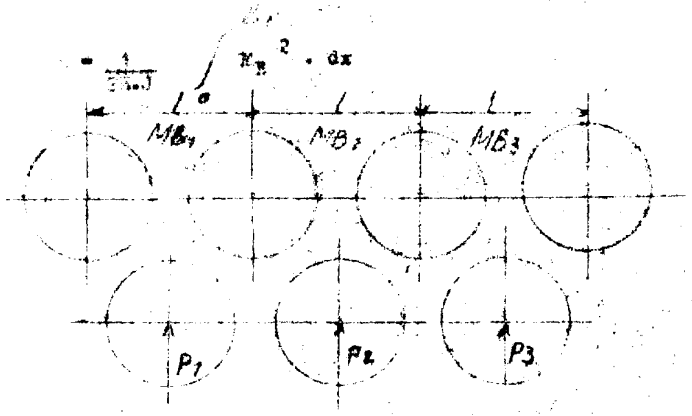
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

5.

5. Berechnung der Formänderungsarbeit beim Stabe:

Die Formänderungsarbeit errechnet sich nach der Formel (Hütte Bd. I, S. 558):

$$= \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \int_{0}^{l} M_B^{\,2} \cdot dx$$



Die Berechnung ist Seite 3

$$\cdots = \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \int_{0}^{l} M_{B_1}^{\,2} \cdot dx = \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \int_{0}^{l} \left(\frac{3Pl}{16}\right)^2 \cdot dx$$

$$\cdots = \frac{1 \cdot 3 \cdot 10^{3} \cdot 1^3}{\cdots} = \frac{1 \cdot 9 \cdot 1176 \cdot 10^{3} \cdot 343000}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^{6} \cdot (2 \cdot 495) \cdot 770}$$

$$\cdots = 12 \text{ cm}$$

$$\cdots = 2\,100\,000 \text{ kg/cm}^2$$

AGFA L'AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

a) Druck auf Walze 5 und 6

$$P_{5,6} = \frac{11}{15} P_1 + 1/2 P_3 = \frac{11 \cdot 34\,300}{15} + 25\,700$$

$$= 25\,600 + 25\,700 = 49\,300 \text{ kg}$$

e) Summe aller Richtdrücke

$$\Sigma = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7$$

$$= 36,3 + 51,4 + 54,5 + 10,7 + 49,3 + 49,3 + 10,7$$

$$= 240\ \%$$

4. Widerstehendes Reibungsmoment M_R 1 u. M_R 2:

a) der Rollen:

$$M_R 1 = P \cdot f = 240\,000 \cdot 0,08 = 19\,200 \text{ kgcm}$$

f = 0,08 = Reibungszahl der rollenden Reibung!

so ergibt dies einen Reibungswiderstand von:

$$b = \frac{P \cdot f}{r} = \frac{240\,000 \cdot 0,08}{30} = \frac{19\,200}{30} = 640 \text{ kg}$$

b) der Walzlager:

Durch die symmetrische Anordnung der Lagerstellen zu den Richtdrücken sind die Auflagerdrücke gleich dem Walzdruck.

$$A = P = 240\,000 \text{ kg}$$

So ergibt sich

$$M/2 = \mu \cdot A \cdot r$$

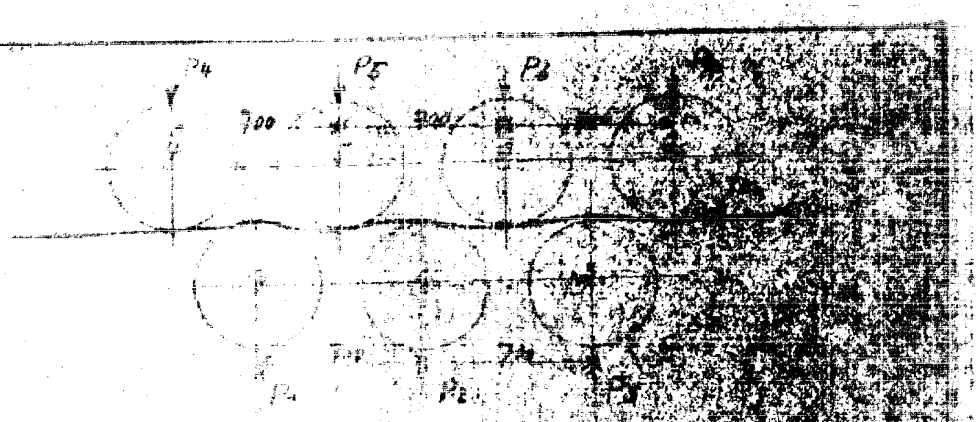
$$= 240\,000 \cdot 0,002 \cdot 49,3$$

$$= 7\,440 \text{ kgcm}$$

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Lat.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

7-Rollen-Richtmaschine, 700 mm Rollen-Abstand

1. Es sind zu richten auf kaltem Wege

a) Auflegestreifen für Schienen P = 43

P = 50, Stärke 38 - 39 mm, Breite 93,35 = 102,83 mm
Länge 6 = 12 m, m. Gewicht theor. = 2506,286, gewj. = 285 464

b) Unterlegestreifen für Schienen P = 43 und P = 50,

Stärke 19 mm, Breite 305 mm, Länge 6 = 12 m
m. Gewicht theor. = 2506.286 bz 2506.286, gewj. = 225165 u. 255165

c) Winkel von Nr. 30

2. Widerstandsmoment

= 700 cm³

Maximale Festigkeit des Stahles 70 kg/mm²

Richtgeschwindigkeit v = 1 m/sec.

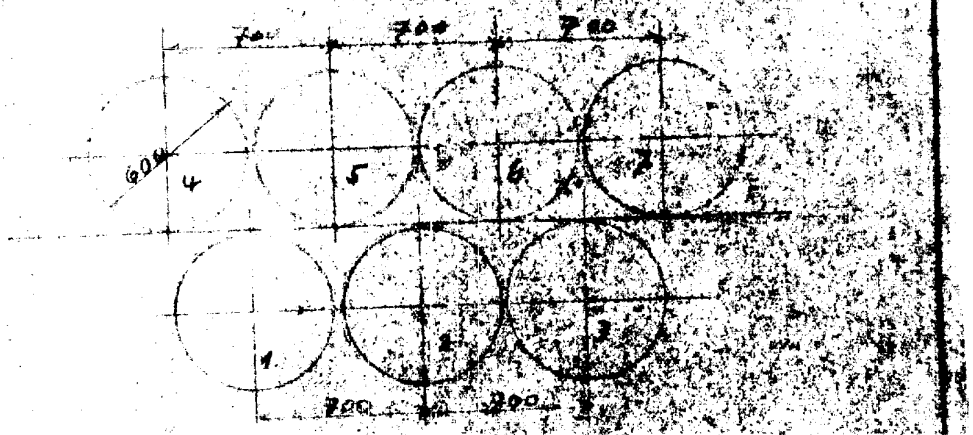
3. Berechnung:

Zur Ermittlung der Richtdrücke wird das zu richtende Profil als Träger betrachtet, und zwar

zwischen den Walzen 5 und 6 als zweiseitig eingespannter Träger und zwischen den Walzen 4 und 5 bzw. 6 und 7 als einseitig eingespannter Träger.

Streckgrenze σ_s von Stahl mit 70 kg/mm² Festigkeit = 3500 kg/cm²
und mit Bruch bei 7000 kg/cm².

Für die Sicherheit der Verformung soll nur ca. 64 % der Streckgrenze gewählt. σ = 4500 kg/cm².



AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

gesehenen mittleren täglichen und jährlichen Leistungen der Anlage garantieren.

6. Alle elektrischen Maschinen, Apparate, Kabel und Isolationsmaterial müssen nach den entsprechenden DIN-Normen ausgeführt werden.

7. Der Anstrich der Einrichtungen hat entsprechend den techn. Bedingungen NTU 1-40 und NTU 1-56 zu erfolgen.

8. Die Abnahme der lt. vorliegender Anordnungsbestellung zu liefernden Einrichtungen hat durch den Kontrollapparat des Lieferwerkes zu erfolgen. Das Lieferwerk garantiert für genaue Übereinstimmung der gelieferten Einrichtungen mit den Zeichnungen und technischen Bedingungen, die in vorliegender Anordnungsbestellung aufgeführt sind.

9. Falls der Besteller während der Montage bzw. des Betriebes Abweichungen in den vom Lieferwerk hergestellten Einrichtungen von den techn. Bedingungen bzw. Zeichnungen des Bestellers feststellt, trägt das Lieferwerk die volle materielle Verantwortung gemäß § 5 der Allgemeinen Bedingungen für Reparationslieferungen aus Deutschland.

10. Alle elektrischen Maschinen, Apparate und Materialien sind nach den entsprechenden DIN-Normen auszuführen.

11. Montage- und Betriebsanweisungen, die für die Ausführung der Montage, Inbetriebsetzung, Einrichtung und Betrieb der elektrischen Einrichtungen erforderlich sind, und zwar:

a) Endgültige Stückliste der elektrischen Maschinen, Hubmagnete, Kommandoapparate, Meisterschalter und sonstige Anlaß-, Verriegelungs-, Signalisierungsapparate für den Antrieb sämtlicher Vorrichtungen für die Steuerung und den Schutz der Arbeit der Richtmaschinen.

b) Montageschemata und Zeichnungen für alle Betriebs-, Kontroll- und Signalnetze der elektrischen Einrichtungen für die Richtmaschine.

c) Technische Charakteristiken, Haupt- und Aufstellungsmaße der elektrischen Maschinen, der Schützenhäuser, Meisterschalter, Kommandoapparate, Widerstände und sonstige lt. vorliegender Anordnungsbestellung zu liefernden Anlaß- und Regulierapparate.

VII. Angebot, Skizzenprojekt und Arbeitsprojekt

Angebot je 10-fach deutsch und russisch, davon 3-fach mit Preisen, 7-fach blanko.

Skizzenprojekt mit techn. Bemerkungen in je 6-facher Ausfertigung in deutsch und russisch.

Arbeitsprojekt in je 6-facher Ausfertigung in deutsch und russisch.

Aufbau und Umfang für Angebot, Skizzenprojekt und Arbeitsprojekt entsprechend den geltenden allgemeinen Bestimmungen.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

5. Die Verschiebung der Richtmaschine "Einfahren - Halt - Ausfahren".

6. Die Ölumlaufschmierung: "Ein - Aus"

VI. Auszug aus dem Vertragsschreiben.

1. Lieferumfang:

1. vollständiger Satz elektrischer Einrichtungen für die beiden Rollenrichtmaschinen des Mittelprofileisen-Walzwerkes nach der vom Besteller genehmigten und vom Lieferwerk ausgearbeiteten Stückliste.

Die elektrischen Einrichtungen müssen sämtliche elektrischen Maschinen, Fahrmagnete, Kommandoapparate, Schützenhäuser, Meisterschalter und sonstige Anlaß-, Verriegelungs- und Signalisier-Apparate, wie auch elektrische Leitungen umfassen, die den Antrieb aller Gruppen und Vorrichtungen, die Steuerung, den Schutz und die Verriegelung des Betriebes der Richtmaschine gewährleisten.

Alle maschinellen und elektrischen Einrichtungen der Richtmaschinen sind mit einem Satz Ersatzteile zu liefern. Die Stückliste der Ersatzteile für Pos. 5, 6 und 8 vorliegender Anordnungsbestellung wird gleichzeitig mit dem Arbeitsprojekt genehmigt.

2. Das vom Lieferwerk ausgearbeitete technische Projekt der Anlage ist vom Besteller (MMI) vor der Ausarbeitung des Arbeitsprojektes zu bestätigen.

3. Die Begutachtung und Genehmigung der Zusammenstellungszeichnungen und anderen Unterlagen des Arbeitsprojektes der Anlage durch den Vertreter des Technischen Büros MMI werden nur vom Standpunkt der allgemeinen Zweckmäßigkeit und Gebrauchsfähigkeit im Betrieb der vom Lieferwerk ausgearbeiteten Konstruktion und Schaltungen vorgenommen.

Die Kontrolle der richtig gewählten Querschnitte und Abmessungen von Teilen, Gruppen und Maschinen vom Gesichtspunkt ihrer Festigkeit, Verschleißfestigkeit, Leistung und Zusammenpassen, ebenso die Kontrolle der Leistung der gewählten Elektromotoren hinsichtlich Anzugsmoment, Leistung und Erwärmung usw. gehören nicht zum Umfang der Kontrolle und Genehmigung durch den Vertreter des Bestellers und bleibt daher der Lieferer der Einrichtungen für dieselbe voll verantwortlich.

4. Die elektrischen Einrichtungen der Anlage sind nach den Normen der Deutschen Industrie auszuwählen, unter Berücksichtigung des Betriebes mit 220/380 Volt Drehstrom (Betriebsspannung 380 Volt)

5. Die projektierte Konstruktion, Werkstoff und elektrischen Einrichtungen müssen eine ununterbrochene Arbeit aller Gruppen und Vorrichtungen der Anlage bei den verlangten Geschwindigkeiten gewährleisten und die vom technischen Projekt vor-

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

5. Der Steuerpult für die Richtmaschine soll in unmittelbarer Nähe derselben zur Aufstellung gelangen.

6. Die Geschwindigkeitsregulierung des Hauptmotors ist mit einem motorisch betriebenen Nebenschlußregler vorzunehmen.

7. Die Schaltung für die Verstellung der oberen 4 Walzen soll mit Selbsthaltung und Einrichteschalter ausgeführt werden.

8. Mittels Wahlschalter sollen die Verstellantriebe der oberen 4 Walzen einzeln und gemeinsam gesteuert werden.

9. Durch Druckknopfe muß es möglich sein, die Endschalter zur Begrenzung der maximalen Winkelstellung der Gelenkspindeln zu überbrücken.

10. Die Schaltung für die Verstellung der rechten und linken Führungsrollen soll ohne Selbsthaltung ausgeführt werden.

11. Die Schaltung für die Verschiebevorrichtung der Richtmaschine soll mit Selbsthaltung und Einrichteschalter ausgeführt werden.

12. Der Hauptantrieb der Richtmaschine darf nur einschaltbar sein, wenn Öldruck vorhanden.

13. "Öldruck vorhanden" soll auf dem Steuerpult durch eine grüne Kontrollampe angezeigt werden.

14. Beim Abfall des Öldruckes ist ein akustisches Signal abzugeben werden. Der Hauptantrieb der Richtmaschine darf aber dabei nicht abgeschaltet.

15. Durch Notdruckknopfe muß es möglich sein, die gesamte Anlage abzuschalten.

16. Betätigungsorgane auf dem Steuerpult.

1. Schaltung des Hauptantriebes der Richtmaschine.
2. Schaltung für die Verstellung der 4 oberen Walzen.
3. Schaltung der rechten und linken Führungsrollen.
4. Schaltung der Verschiebung der Richtmaschine.
5. Schaltung der Öldruckanzeige.

17. Die Druckknopfe auf dem Steuerpult sollen folgende Bezeichnungen erhalten:

1. Der Hauptantrieb der Richtmaschine:
   "Vorwärts - Halt - Rückwärts".
2. Der Antrieb der Nebenschlußregler:
   "Schneller - Langsamer"
3. Die Verstellantriebe der 4 oberen Walzen:
   "Auf - Halt - Ab".
4. Die Verstellantriebe der Führungsrollen:
   "nach innen - nach außen".

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

4. Antrieb der Verschiebevorrichtung der Richmaschine:

1 Drehstrom-Kurzschluß[illegible]ufer-Motor

Type: [illegible] 76 - 6
Leistung: 27 kW
Drehzahl: 955 Upm
Bauform: B 3, Schutzart: P 55
Betriebsart: KB, [illegible] AB
Schaltmöglichkeit: [illegible] Schaltungen pro Stunde

5. Stahlraumschmierung:

1 Drehstrom-Kurzschluß[illegible]ufer-Motor

Leistung: ca. 1,8 kW
Bauform: B 3
Schutzart: P 55
Betriebsart: DB

VII. Geräte an den Vorrichtungen

1. Für die Einstellung der oberen 4 Walzen

6 Drehschalter Type KHK 2

2. Für die Einstellung der Führungsrollen

6 Drehschalter Type KHK 2

3. Für die Verschiebevorrichtung der Richmaschine

2 Drehschalter Type KHK 2

4. Für die Stahlraumschmierung

1 Kontaktmanometer mit einem Ober- und Unterwert-Trennkontakt.
(wird durch TEK beschafft)

IV. Stromversorgung

Betriebsspannung: 220/380 Volt Drehstrom.
Steuerspannung: 220 Volt Gleichstrom.

Da der Besteller eine Betriebsspannung von 220/380 Volt Drehstrom vorschreibt, gleichzeitig aber eine Regelbarkeit des Hauptantriebes der Richmaschine fordert, die nur mit einem Gleichstrommotor möglich ist, ist für die Stromversorgung des Hauptantriebes ein Gleichrichter für die Umformung 380 Volt Drehstrom in 220 Volt Gleichstrom vorzusehen.

V. Forderungen an die Schalttechnik und die Charakteristik der elektrischen Ausrüstung

1. Die Steuerung der Antriebe soll von einem Steuerpult erfolgen.
2. Stationäre Schaltgeräte sind in Schaltschränken unterzubringen.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

4. Der Antrieb für die Verschiebevorrichtung der Richtmaschine erfolgt durch einen Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motor über Getriebe. Der Antrieb muß reversierbar sein.

Die Begrenzung der Verschiebung der Richtmaschine für das Einfahren und Ausfahren erfolgt durch je einen Endschalter.

Die Steuerung der Verschiebung erfolgt vom Steuerpult.

5. Die Umlaufschmierung für das Getriebe der Richtmaschine erfolgt durch eine Ölpumpe, welche durch einen Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motor angetrieben wird. Der Antrieb ist nicht reversierbar.

Die Steuerung der Ölpumpe erfolgt vom Steuerpult.

Nähere Einzelheiten sind aus den beigefügten Zeichnungen Nr. 2505.168-T Blatt 1 und 2 zu entnehmen.

II. Antriebsmotore

1. Hauptantrieb der Richtmaschine:

1 Drehstrom-Nebenschlußmotor

Leistung: 150 kW
Drehzahl: 405/810 UpM
Bauform: B 3, Schutzart: P 33
Betriebsart: DAB, 60 % ED

2. Anstellung der oberen 4 Walzen:

4 Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motore

Type: MO 93456
Leistung: 2,3 kW
Drehzahl: 950 UpM
Bauform: B 3, Schutzart: P 33
Betriebsart: KB, 25 % ED
Schalthäufigkeit: 10 Schaltungen pro Stunde

3. Antrieb der rechten und linken Führungsrollen:

4 Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motore

Type: MO 93456
Leistung: 2,3 kW
Drehzahl: 950 UpM
Bauform: B 3, Schutzart: P 33
Betriebsart: KB, 25 % ED
Schalthäufigkeit: 10 Schaltungen pro Stunde

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

4. Der Antrieb für die Verschiebevorrichtung der Richtmaschine erfolgt durch einen Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motor über Getriebe. Der Antrieb muß reversierbar sein.

   Die Begrenzung der Verschiebung der Richtmaschine für das Einfahren und Ausfahren erfolgt durch je einen Endschalter.

   Die Steuerung der Verschiebung erfolgt vom Steuerpult.

5. Die Ölumlaufschmierung für das Getriebe der Richtmaschine erfolgt durch eine Ölpumpe, welche durch einen Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motor angetrieben wird. Der Antrieb ist nicht reversierbar.

   Die Steuerung der Ölpumpe erfolgt vom Steuerpult.

   Nähere Einzelheiten sind aus den beigefügten Zeichnungen Nr. 2505.168-T Blatt 1 und 2 zu entnehmen.

II. Antriebsmotore

1. Hauptantrieb der Richtmaschine:

   1 Gleichstrom-Nebenschlußmotor

   Leistung: 150 kW
   Drehzahl: 408/818 UpM
   Bauform: B 3, Schutzart: P 33
   Betriebsart: DAB, 90 % ED

2. Anstellung der oberen 4 Walzen:

   4 Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motore

   Type: MO 93456
   Leistung: 2,3 kW
   Drehzahl: 950 UpM
   Bauform: B 3, Schutzart: P 33
   Betriebsart: KB, 25 % ED
   Schalthäufigkeit: 10 Schaltungen pro Stunde

3. Antrieb der rechten und linken Führungsrollen:

   4 Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motore

   Type: MO 93456
   Leistung: 2,3 kW
   Drehzahl: 950 UpM
   Bauform: B 3, Schutzart: P 33
   Betriebsart: KB, 25 % ED
   Schalthäufigkeit: 10 Schaltungen pro Stunde

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

AGFA L AGEPE

I. Arbeitsweise der Einrichtung

1. Die Maschine ist zum Richten folgender Profile bestimmt:

   a) Bergwerksschienen mit einem Gewicht von 18 kg/lfd. m und 24 kg/lfd.m.

   b) Träger Nr. 18 und 20.

   c) Winkel Nr. 10 x 15 und 13 x 15.

   d) U-Eisen bis Nr. 20.

   Die Richtgeschwindigkeit beträgt 0,85 - 1,7 m/sek.

   Der Antrieb der Richtmaschine erfolgt durch einen regelbaren Gleichstrommotor über Getriebe. Der Antrieb muß reversierbar sein. Die Steuerung der Richtmaschine erfolgt von einem Steuerpult.

2. Die Anstellung der 4 oberen Walzen erfolgt durch je einen Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motor über Getriebe.

   Der Antrieb muß reversierbar sein. Die Begrenzung der Walzen nach unten erfolgt durch je einen Endschalter. Die Begrenzung der maximalen zulässigen Winkelstellung der Gelenkspindeln nach oben vom Kammwalzengetriebe zu den oberen Walzen erfolgt ebenfalls durch je einen Endschalter. Die Begrenzung der Walzen nach oben bei ausgekuppelten Gelenkspindeln muß auch durch je einen Endschalter erfolgen.

   Die Steuerung der oberen Walzen erfolgt vom Steuerpult.

3. Der Antrieb für die Einstellung der je 2 senkrechten Rollen an der Einlauf- und Auslaufseite der Richtmaschine erfolgt durch 4 Drehstrom-Kurzschlußläufermotore über Getriebe. Die Antriebe müssen reversierbar sein. Die Endstellungen der Rollen sind durch Endschalter gesichert.
   Die Steuerung der senkrechten Rollen wird vom Steuerpult aus vorgenommen.
   Zur Einstellung der senkrechten Rollen müssen diese einzeln eingestellt werden und somit jede für sich geschaltet sein.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Das Drehmoment der Spindel im mittl. Gewinde-ϕ wird:

$$M_t = P \cdot R = 5100 \cdot 5{,}6 = 27\,600 \text{ kgcm}$$

Umdrehung der Spindel:

1 Umdrehung = 14 mm Vorschubweg

In der Sekunde = 1 Umdrehung, in der Min. = 1.60 = 60 Upm.

Dies ergibt eine Leistung von:

$$L = \frac{M_t \cdot n}{71620 \cdot \gamma} = \frac{27\,600 \cdot 60}{71620 \cdot 0{,}6} = 38{,}9 \text{ PS}$$

Gewählt wurde ein Drehstromaotor

vom Sachsenwerk, Type DBSa - 75 - 6

37 kW = 36,8 PS, n = 955 Upm.

Übersetzung:

$$i = \frac{255}{60} = 15{,}8$$

Gewählt wurde ein Kegelrad-Stirnradgetriebe

Type 9/90 für 42 PS, Übersetzung i = 1 : 15

der Firma Wetzel, Leipzig

Vorschubgeschwindigkeit:

Durch die Übersetzung des Getriebes 1 : 15

wird die Umdrehung der Spindel pro Minute:

$n = \frac{255}{15} = 64$; der Vorschubweg ist somit in einer Min.

$= 64 \cdot 14 = 895$ mm,

in der Sek. $= \frac{895}{60} = 14{,}9$ mm

$v = 14{,}9$ mm/sek.

/9

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

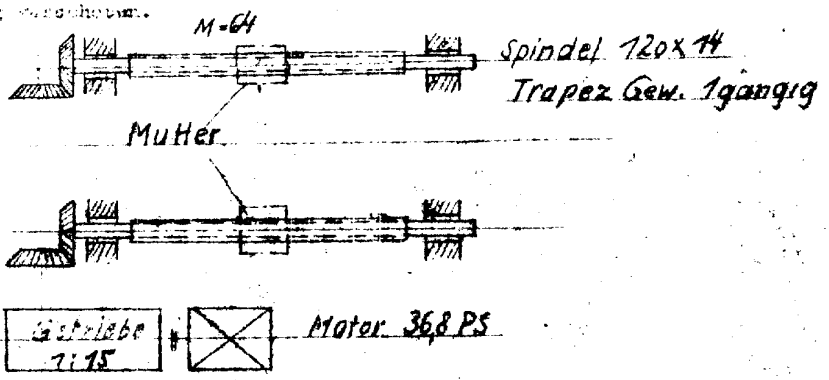
Geschwindigkeit der Anstellung:

$= \frac{950}{26 \cdot 5,1} = 7,18$ Upm. der Spindel

Weg $v = \frac{1 \cdot 10 \cdot 10}{60} = 1,2$ cm/sec.

14. Vers[illegible]

Die komplette Richtmaschine, einschließlich Antrieb und Rollgang, wird auf einer Gleitschiene der Verschiebevorrichtung, um den Abstand von Mitte Maschine bis Mitte Rollgang verschoben.



Das zu verschiebende Gesamtgewicht beträgt = 120 000 kg

Aufzubringende Verschiebekraft bzw. Zugkraft von Spindel und Mutter ist:

$= 120\,000 \cdot \quad = 120\,000 \cdot 0,5 = 56\,000$ kg

2 Spindeln gewählt: Trapezgewinde 120 x 14, eingängig

Tragtiefe = 6 mm

Mittl. Gewinde-ϕ = 113 mm

Die erforderliche Anfangskraft an der Spindel ergibt sich aus:

$$P = Q \cdot \frac{l \cdot 2rm \cdot \pi \cdot \mu}{2rm - \mu \cdot l} = 56\,000 \cdot \frac{1,4 + 11,3 \cdot \pi \cdot 0,1}{11,3 \cdot \pi - 0,1 \cdot 1,4}$$

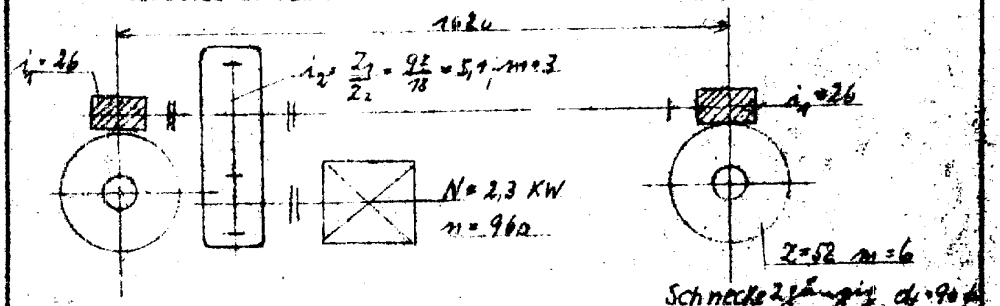
$= 56\,000 \cdot 0,141 = 5100$ kg

AGIA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Steigungswinkel	= 7°40'
Zähnezahl des Schneckenrades	= 52
Teilkreisdurchmesser d. Schnecke	= 90
Werkstoff d. Schnecke	= C 45
Werkstoff d. Rades	= Bronze



Reibungszahl $\mu = 0,1$

Wirkungsgrad $\eta_1 = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha+\varrho)} = \frac{0,131}{0,240} = 0,56$

Gesamtreibungsmoment pro Druckmotor:

$M_{ges.} = M_{t_1} + M_{t_2} = 3025 + 104 = 3129$ kgcm

Das Drehmoment am Motor wird:

$$M_d = \frac{2 \cdot M_{ges}}{i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{2 \cdot 3129}{25 \cdot 5,1 \cdot 0,56 \cdot 0,9} = 94 \text{ kgcm}$$

$\eta_2 = 0,9$ für Stirnradgetriebe

Motorleistung:

$$N = \frac{Md \cdot n}{71\,620} = \frac{24 \cdot 950}{71\,620} = 1,24 \text{ PS}$$

Motor gewählt:

Geschlossener Drehstrommotor 220/380 Volt

Type: M 093 456 Bonsenwerk,

kg = 2,3 = 3,1 PS, n = 950 Upm.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

und $\frac{P}{2}$ des Gewichtes der Rollen mit Richtmasse.

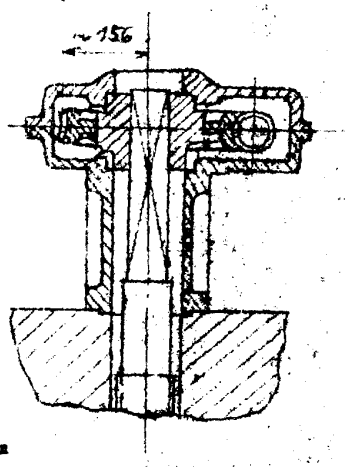
Somit Druck im Gewinde:

$G = 5400 - 2000 - 120 = 3280$ kg

Entsprechende Umfangskraft im Mass m φ der Spindel:

$$P = G \cdot \frac{\mu + 2\pi \cdot \varphi}{2\pi - \mu \cdot \varphi}$$

$$= 3280 \cdot \frac{1,0 + 11,043 \cdot 0,1}{11,043 \cdot 1 - 0,1 \cdot 1,0} = 370 \text{ kg}$$



Lagerung aus Bronze

Druckspindel mit Sägengewinde 120 x 12

Erforderliches Drehmoment:

$M_{d_1} = 370 \cdot 5,5 = 3025$ kgcm

Reibungsmoment in der Lagerung des Schneckenrades:

$M_{d_2} = P \cdot \mu \cdot r = 130 \cdot 0,1 \cdot 8 = 104$ kg/cm

Schneckengetriebe

Übersetzungsverhältnis	= 26
Eingriffswinkel	= 15°
Modul	= 6
Gangzahl der Schnecke	= 2

16

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

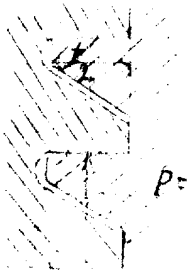
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

AGFA L AGEPE

b) Obere Anstellung:

a) Spindel aus [illegible] Lagegewinde

120 x 10 wurde [illegible] gelegt.



P = Richtdruck = $\frac{P}{2} = \frac{65300}{2} = 32650$ Kg

Flanken f = 110,43 mm

Tragtiefe t_2 bei 10 mm Steigung = 7,5 mm

Mutterhöhe = 160 mm, demnach Gangzahl = $\frac{160}{10} = 16$,

somit Fläche F = i_2 . [illegible] . 7,5 . [illegible]

= 11,041 . [illegible] . 7,5 . 16 = 415 cm^2

Flächenpressung:

$p = \frac{P}{F} = \frac{32650}{410} = 78$ kg/cm^2

Reibungszahl zwischen Spindel und Mutter

μ = Stahl auf Bronze = 0,1

b) Antrieb

Die Anstellung der oberen Kontrollen geschieht im Leerlauf ohne Richtdrücke. Die Spindel wird im Gewinde durch 2 Federn angedrückt mit max. Federkraft von 2 . P_{max} = 2. 1700 = 3400 kg; abzüglich des Eigengewichts der Spindel = 120 kg. -/-

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Gesamtfederung:

$$f_{max} = h \cdot \frac{P_{max}}{P_{max} - P_{vorh.}} = 5{,}6 \cdot \frac{2\,700}{2\,700 - 1\,200} = 6{,}5 \text{ cm}$$

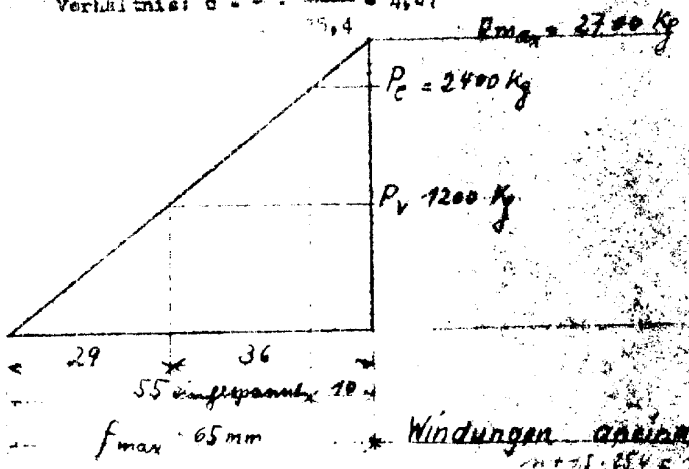
Anzahl der Windungen: $n = \frac{f_{max}}{f} = \frac{65}{10{,}8} = 6$

Federdiagramm:

Maßstab: 100 kg = 2 mm

Federweg: 1 : 1

Verhältnis: $a = \frac{S}{f} \cdot \frac{120}{25{,}4} = 4{,}67$



$f_{max} = 65$ mm — Windungen aufeinander

Länge der [illegible] Feder:

$L = n + 1{,}5 \cdot d + f_{max} = 193 + 10 = 203$ mm

Länge der [illegible] Feder:

$L_{max} = \ldots \cdot d + f_{max} = 193 + 65 = 258$ mm

gestreckte Länge $= \ldots \cdot \ldots \cdot 7{,}5 = 120 \cdot \ldots \cdot 7{,}5 = 2\,900$ mm

14

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

12. Ermittlung der Ausgleichfeder:

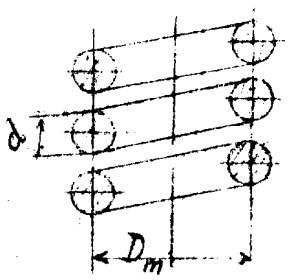
Als Gewichtsausgleich für die kompl. Lagerung einer Richtrolle sind 4 Druckfedern vorgesehen:

Gewicht = 4000 kg

Demnach max. Belastung für eine Druckfeder

$= \frac{4000}{4} = 1000 \text{ kg} + 200 = 1\,200 \text{ kg}$

Vorspannung P$_v$ mit 1200 kg angenommen.



mittl. ⌀ D m = 120 mm

Stärke d = 25,4 mm

Gleitmodul G = 850 000 kg/cm^2

Hub h = 36 mm

zul. Spannung = 5000 kg/cm^2

max. Federkraft:

$$P = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot k_d}{\text{max.s} \cdot D_m} = \frac{\pi \cdot 2{,}54^3 \cdot 5000}{8 \cdot 12} = 2\,700 \text{ kg}$$

größte Durchbiegung pro Gang:

$$f = \frac{8 \cdot n^3 \cdot P}{d^4 \cdot G} = \frac{8 \cdot 12^3 \cdot 2700}{2{,}54^4 \cdot 850\,000} = 10{,}8 \text{ mm}$$

Vorspannung: $h_o = \frac{Pv \cdot h}{P\left(1 - \frac{Pv}{P}\right)} = \frac{1200 \cdot 3{,}6}{2700\left(1 - \frac{1200}{2700}\right)}$

$= 2{,}9 \text{ cm} = 29 \text{ mm}$ /3

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Daraus ermitteln sich die auftretenden Drehbeanspruchungen wie folgt:

$$\tau = \frac{Mt}{Wp} = \frac{4[illegible]}{2 \cdot [illegible]} = [illegible]\ kg/cm^2$$

b) Das Drehmoment der [illegible]welle bei n = 204,2 Upm. (Richtgeschwindigkeit v = 0,85 m/sec.) ist dann:

$$Mt = \frac{Mt_{ges} \cdot P}{\sum P} = \frac{540 \cdot [illegible]}{[illegible]} = [illegible]\ kgcm$$

$$Mt_{ges} = \frac{71\,620 \cdot 204}{26,2} = [illegible]\ kgcm$$

$$\tau = \frac{Mt}{Wp} = \frac{23\,490}{2 \cdot 4859} = [illegible]\ kg/cm^2$$

c) Die ideellen Spannungen sind:
(nach Dubbel, Bd. I, S. 405, Ausgabe 1951)

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3(\alpha_o \cdot \tau)^2}$$

$$= \sqrt{592^2 + 3(0,78 \cdot 13)^2} = 610\ kg/cm^2$$

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{b\ zul.}}{1,73 \cdot \tau_t} = \frac{800}{1,73 \cdot 600} = 0,78$$

$\sigma_{b\ zul.} = 800\ kg/cm^2$

$\tau_{t\ zul.} = 600\ kg/cm^2$

72

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Maximaler Auflagerdruck $A = \frac{65\,300 \cdot 950}{1500} = 41\,400$ kg

Spannungen bei folgenden Querschnitten:

I $\sigma_b = \frac{P \cdot l}{W} = \frac{41\,400 \cdot 12}{1045} = 476$ kg/cm²

II $\sigma_b = \frac{41\,400 \cdot 24}{2155} = 460$ kg/cm²

III $\sigma_b = \frac{41\,400 \cdot 36}{3217} = 463$ kg/cm²

IV $\sigma_b = \frac{41\,400 \cdot 55}{3859} = 592$ kg/cm²

Werkstoff: gewählt C 45

$\sigma_B = 60 - 72$ kg/mm²

$\sigma_B = 39$ kg/mm² (Streckgrenze)

Nachrechnung auf Biegung und Verdrehung:

Biegungsmoment $M_B = 41\,400 \cdot 55 = 2\,270\,000$ kgcm

Größte auftretende Spannungen in der Richtachse sind bei Querschnitt IV mit $\sigma_b = 592$ kg/cm²

a) Das Drehmoment der Richtachse bei n = 52,5 Upm. (Richtgeschwindigkeit v = 1,7 m/sek) errechnet sich aus:

$$M_t = \frac{Mt_{ges} \cdot P\,(\text{Richtdrücke})}{\sum P\,(\text{Summe aller Richtdrücke})}$$

$$Mt_{ges} = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = \frac{71\,620 \cdot 204}{52{,}5} = 279\,000 \text{ kgcm}$$

$$M_t = \frac{279\,000 \cdot 65\,300}{381\,000} = 47\,500 \text{ kgcm}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die relative Tragfähigkeit C_n bei n = 52,5 Upm. und 500 Betriebsstunden beträgt pro Lager 103 000 kg. Jedes Lager übernimmt

$$\frac{41\,400}{2} = 20\,700 \text{ kg}$$

Drehzahlfaktor $f_n = \frac{1}{\sqrt[3]{0{,}03 \cdot n}} = \frac{1}{\sqrt[3]{0{,}03 \cdot 52{,}5}} = 0{,}88$

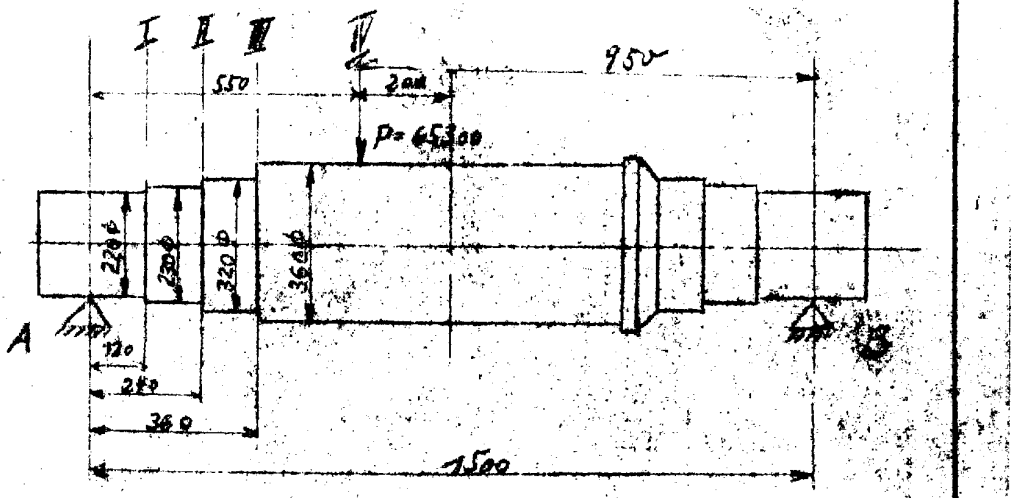
Lebensdauerfaktor $f_L = \frac{f_n \cdot C}{P} = \frac{0{,}88 \cdot 103\,000}{20\,700} = 4{,}33$

Lebensdauer $L_h = 500 \cdot f_L^3 = 500 \cdot 4{,}33^3$

$= 500 \cdot 80{,}41 = 40\,000$ Betriebsstunden

11. Richtachsel

Auftretende Spannungen in den Richtachsen bei maximalem Richtdruck von 65 300 kg:



AGFA - AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die daraus entstehende Leistung ist:

$$L_3 = \frac{77\,000 \cdot 32{,}5}{71\,620} = 57 \text{ PS}$$

Erforderliche Gesamtleistung:

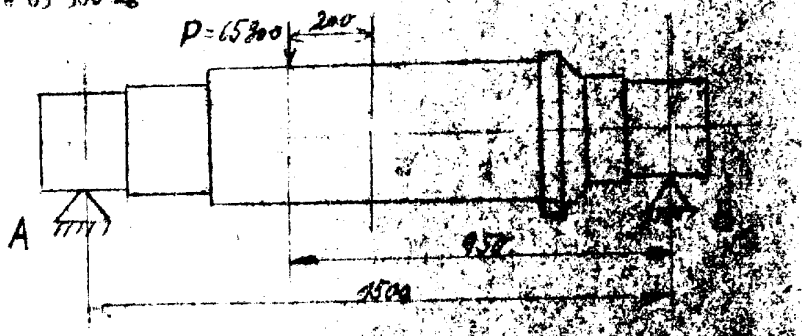
$$N = \frac{L_1 + L_2 + L_3}{\eta} = \frac{14{,}27 + 57 + 57}{0{,}65} = 197 \text{ PS}$$

η = 0,65 = Wirkungsgrad für Getriebe und Gelenkspindeln.

Gewählt wurde ein Gleichstrom-Nebenschlußmotor mit gleichbleibender Leistung von 204 PS (150 kW) bei 90 % ED, Drehzahl regelbar von n = 408 - 818 Upm. Motor reversierbar.

10. Nachrechnung der Walzlager auf Lebensdauer

Größter Richtdruck auf Richtrolle 3, 4 und 5 mit je 65 300 kg



Maximaler Auflagerdruck $A = \frac{P \cdot 95}{190} = \frac{65\,300 \cdot 95}{190}$

= 41 400 kg

Für die beiderseitige Lagerung der Richtrollen wurden 2 Ringtonnenlager, zweireihig, gewählt.

DKF 22244 K

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

9. **Antriebsleistung:**

Da die Verformung jeweilig in der Mitte der Rollenteilung auftritt, durchläuft das zu richtende Profil bei einer Richtgeschwindigkeit von

$$v = 1{,}7 \text{ m/sek.} = \frac{1700}{350} = 4{,}87 \text{ Rollenteilungen;}$$

Daraus ergibt sich eine Leistung für die elastische Verformung:

$$L = \frac{4{,}87 \cdot A_{ges}}{75} = \frac{4{,}87 \cdot 96{,}4}{75} = 6{,}2 \text{ PS}$$

Für die plastische Verformung wird auf Grund von Erfahrungswerten mit 130 % gerechnet; zusätzlich z.elast. Verformung.

$$L_1 = L \cdot 130\ \% = 6{,}2 \cdot 2{,}07 = 14{,}27 \text{ PS}$$

Aus den Reibungsmomenten $M_t = M_{t_1} + M_{t_2} + M_{t_3} + M_{t_4}$

ergibt sich eine Leistung

$$L_2 = \frac{30\,480 + 11\,811 + 1040 + 24\,000 \cdot 52{,}5}{71\,620}$$

$$= 57 \text{ PS}$$

Zur Überwindung der Sperkranzreibung in den Profilen der horizontalen Richtrollen wird eine Kraft von 5 % der gesamten auftretenden Radialdrücke angenommen.

Dadurch entsteht ein Reibungsmoment von:

$$M_{t_5} = 0{,}05 \cdot P \cdot \mu \cdot R$$

$$= 0{,}05 \cdot 381\,000 \cdot 0{,}15 \cdot 27 = 77\,000 \text{ kgcm}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

AGFA L AGEPE

Auftretende zusätzliche Spurkranzreibung:

$M_{t_4} = P_9 \cdot \mu \cdot R = 15\,000 \cdot 0{,}15 \cdot 17{,}5 = 34\,000$ kgcm

$\mu = 0{,}15$ Reibungszahl Stahl auf Stahl, trocken.

7. Umdrehungen der Rollen:

Richtgeschwindigkeit $v = 0{,}85 - 1{,}7$ m/sek.

a) Horizontale Rollen 620 ϕ mm:

$$v = \frac{D \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad n_1 = \frac{0{,}85 \cdot 60}{0{,}620 \cdot \pi} = 26{,}2 \text{ Upm.}$$

$$n_2 = \frac{1{,}7 \cdot 60}{0{,}620 \cdot \pi} = 52{,}5 \text{ Upm.}$$

b) Vertikale Rollen 355 ϕ mm.

$$n_1 = \frac{0{,}85 \cdot 60}{0{,}355 \cdot \pi} = 45{,}7 \text{ Upm.}$$

$$n_2 = \frac{1{,}7 \cdot 60}{0{,}355 \cdot \pi} = 91{,}6 \text{ Upm.}$$

8. Durchbiegung beim größten Profil:
(Bergwerksschienen 24 kg/m)

$$f = \frac{1 \cdot Q \cdot l^2}{12 \cdot E \cdot J} = \frac{1 \cdot 4500 \cdot 70^2}{12 \cdot 2\,100\,000 \cdot 11{,}5}$$

$$= \frac{22}{290} = 0{,}076 \text{ cm} = 0{,}76 \text{ mm}$$

h = Trägerhöhe = 115 mm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

c) Formänderung im Feld III:

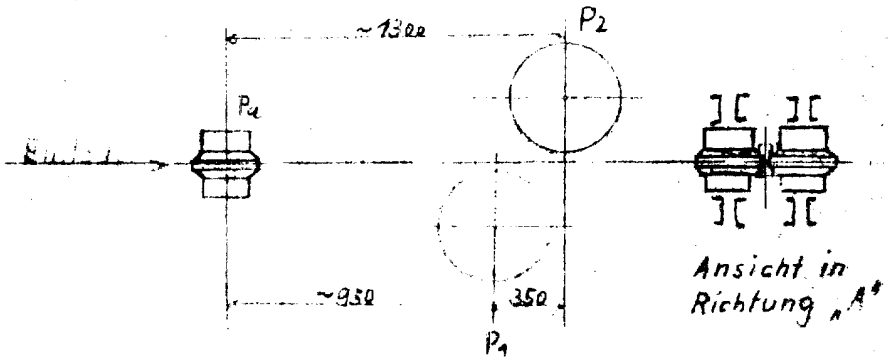
$A_3 = A_2 = 32{,}2$ kgm

Die gesamte Formänderungsarbeit ist somit:

$A_{ges.} = A_1 + A_2 + A_3 = 32 + 32{,}2 + 32{,}2 = 96{,}4$ kgm

6. Auftretende Kräfte in den senkrechten Rollen:

Die Bergwerksschienen werden von den senkrechten Rollen am Steg, d. h. zwischen Schienenkopf und Schienenfuß geführt. Normalerweise genügt die vorhandene Luft, um ein Anlaufen des Schienenkopfes bzw. Fußes zu vermeiden. Sind jedoch stärkere Krümmungen in der Ebene des großen Widerstandsmomentes vorhanden, so werden die Rollen in axialer Richtung beansprucht. Die dann auftretenden Kräfte errechnen sich aus den Richtdrücken der Rollen 1 und 2.



$$P_9 = \frac{49\,000 \cdot 35}{1310} = 13\,000 \text{ kg}$$

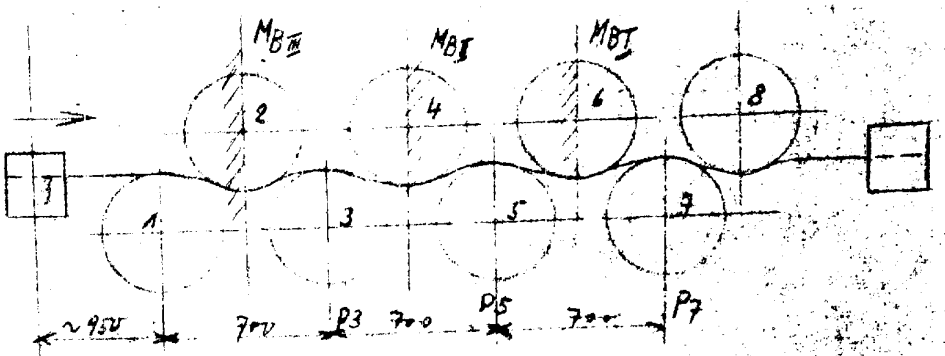
Das Reibungsmoment ist dann:

$M_{t_3} = 13\,000 \cdot 0{,}08 = 1040$ kgcm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Ausgabe:



a) Formänderung im Feld I:

$$A_1 = \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \cdot \int M_{B_I}^2 \cdot dx = \frac{1}{2 E \cdot J} \cdot \int \left(\frac{2 \cdot P1}{16}\right)^2 \cdot dx$$

$$= \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \cdot \frac{2^2 \cdot 7^3}{16^2 \cdot 3} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 43\,500^2 \cdot 70^3}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 569{,}256 \cdot 3}$$

$$= 3\,200 \text{ kgcm} = 32 \text{ kgm}$$

b) Formänderung im Feld II:

$$A_2 = \frac{1}{2E \cdot J} \cdot \int M_{B_{II}}^2 \cdot dx = \frac{1}{2E \cdot J} \cdot \int \left(\frac{P \cdot l}{6}\right)^2 \cdot dx$$

$$= \frac{1 \cdot 5^2 \cdot 1^3}{2E \cdot J \cdot 6^2 \cdot 3} = \frac{1 \cdot 65\,500^2 \cdot 70^3}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 569 \cdot 64 \cdot 3}$$

$$= 3\,220 \text{ kgcm} = 32{,}2 \text{ kgm}$$

5

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

4. Auftretendes Reibungsmoment:

a) Der Richtrollen:

$M_{t_1} = P \cdot f = 381\,000 \cdot 0{,}08 = 30\,480$ kgcm

$f = 0{,}08$ = Reibungszahl der rollenden Reibung.

Dies ergibt einen Reibungswiderstand von:

$$W = \frac{P \cdot f}{R} = \frac{381\,000 \cdot 0{,}08}{31} = 985 \text{ kg}$$

b) Der Auflagerei

Da die Hälfte der Richtrollen zu den Lagerstellen symmetrisch angeordnet ist, ist die Summe aller Richtdrücke gleich den Auflagerdrücken.

$P = \sum A = 381\,000$ kg

Reibungsmoment $M_{t_2} = \sum A \cdot \mu \cdot r$

$= 381\,000 \cdot 0{,}002 \cdot 15{,}5$

$= 11\,811$ kgcm

5. Ermittlung der Formänderungsarbeit beim Biegen:

Die erforderliche Arbeit errechnet sich nach der Formel (Dubbel Bd. I, Seite 658)

$$A = \frac{1}{2 \cdot E \cdot J} \int M_B^2 \cdot dx$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

b) Druck auf Rolle 3 und 5:

$$\frac{P \cdot l}{8} = W \cdot 5$$

$$P_{3,5} = \frac{W \cdot 5 \cdot 8}{l} = \frac{127 \cdot 4500 \cdot 8}{70} = 65300 \text{ kg}$$

c) Druck auf Rolle 8:

$$P_8 = \frac{5}{16} \cdot P_7 = \frac{5 \cdot 43\,500}{16} = 13\,600 \text{ kg}$$

d) Druck auf Rolle 6:

$$P_6 = \frac{11}{16} \cdot P_7 + \frac{P_5}{2} = \frac{11 \cdot 43\,500}{16} + \frac{65\,300}{2} = 62\,650 \text{ kg}$$

e) Druck auf Rolle 4:

$$P_4 = \frac{P_5}{2} + \frac{P_3}{2} = 32\,650 + 32\,650 = 65\,300 \text{ kg}$$

f) Druck auf Rolle 1:

$$\frac{P \cdot l}{W} = 2$$

$$P_1 = \frac{2 \cdot W}{l} = \frac{4\,500 \cdot 127}{35} = 16\,350 \text{ kg}$$

g) Druck auf Rolle 2:

$$P_2 = \frac{P_3}{2} + P_1 = 32\,650 + 16\,350 = 49\,000 \text{ kg}$$

Summe aller Richtdrücke:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 = 381\,000 \text{ kg}$$

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

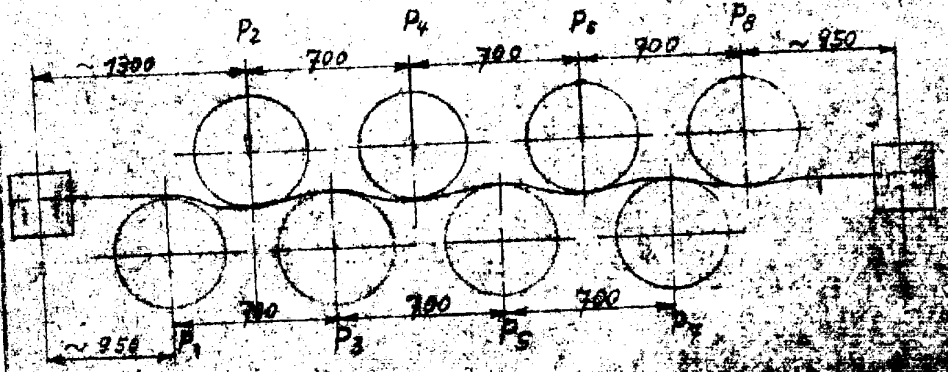
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die zur Ermittlung des Profilmaßes erforderlichen Kräfte der horizontalen Rollen werden wie folgt ermittelt:

Rolle 6, 7 wird als einseitig eingespannter Träger,
Rolle 2 - 6 als beiderseitig eingespannter Träger
Der Index der Rolle 1 ergibt sich aus der Abstand zum Rolle
P_x dem zu übertragenden Widerstandsmoment W und der erforderlichen Sicherheitszahl

Die Streckgrenze σ_s liegt mit 50 % der Festigkeit angenommen,
σ_s für Stahl mit 70 kg/mm² ist demnach 35 kg/mm².

Um mit Sicherheit die Verformung des zu richtenden Materials zu erreichen, wird für die Berechnung ein σ_s von 40 kg/mm², das ist ca. 64 % der Festigkeit, zu Grunde gelegt.



a) Druck auf Rolle 7

$$P_7 \cdot l \cdot \frac{5}{16} = W \cdot \sigma_s$$

$$P_7 = \frac{W \cdot \sigma_s \cdot 16}{l \cdot 5} = \frac{127 \cdot 45^{kg/mm^2} \cdot 16}{70 \cdot 5} = 43\,500\ kg$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Übersetzung

verschiebbaren [illegible] - kalten - Profilbiegemaschine

1. Es sind zu richten in kalten Zustand:

   a) Baustahlsorten mit einem Gewicht von 16 kg/m und 24 kg/m.

   b) Träger Nr. 16 und 20

   c) Winkel Nr. 10 x 10, [illegible]

   d) U-Eisen bis Nr. 20

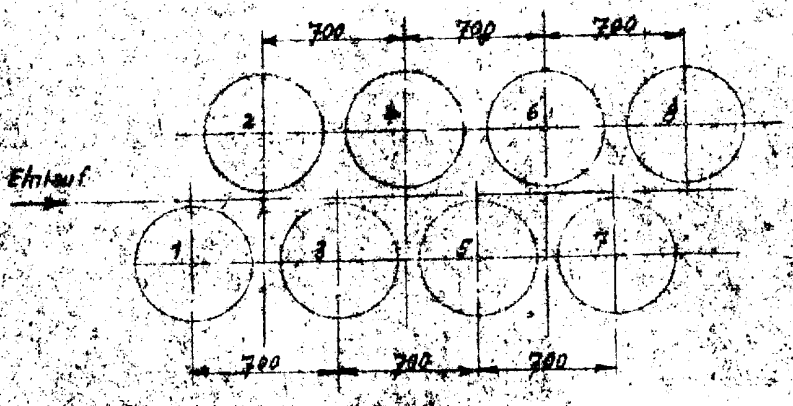
2. Größte zu richtende Stärke (Querschnitt):

   F = 127 cm²

   Maximale Festigkeit des Stahles bis 70 kg/mm²

   Richtgeschwindigkeit: v = 0,35 - 1,7 m/sec.

3. Richtwerkzeug



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

10) Einstellen der Zahnkupplungen K zwischen den Kegelrädergetrieben Nr. 2, damit die Gewindespindeln gleichmäßig die Gesamtmaschine verschieben.

11) Aufsetzen des Rollgangs Nr. 8 für das verschiebbare Rollgangstück und Verbinden desselben mit dem Grundrahmen Nr. 4 der Maschine.

12) Einbauen der 4 unteren Walzen "U" mit Lagerung und aufgezogenen Gelenkmuffen in den Grundrahmen.

13) Aufsetzen der Traverse Nr. 9 mit komplett eingebauten Lagerungen und Gelenkmuffen auf den Grundrahmen, und Festspannen derselben durch die Spannbügel und Zugstangen, die zuvor eingesetzt werden müssen.

14) Montage der Gelenkspindeln "G": Hierbei ist darauf zu achten, daß die Schlitze sämtlicher Spindelmuffen an den Walzen und Getriebezapfen zur Aufnahme der Gleitstücke senkrecht liegen. Die Gelenkspindeln mit montierten Bolzen und Gleitstücken werden in die Muffen von oben nach unten eingebracht. Der Einbau der 4 unteren Gelenkspindeln erfolgt zuerst. Gleichzeitig werden die 4 Zahnkupplungen auf die Wellenenden der Gewindespindeln aufgeschoben.

15) Einbauen der zwei Antriebswellen "W" zwischen Getriebekasten und Brücke für die Senkrechtrollen.

16) Anbringen der Handpumpe "P" und Schmierleitungen für die Zentralfettschmierung zwischen Grundrahmen, Traverse, Gelenkspindeln, Getriebekasten und Motorkonsol. Aufsetzen des Pumpenaggregates für die Ölumlaufschmierung für das Hauptgetriebe auf das Motorkonsol.

17) Einsetzen der Rollen "R" mit Einzelantrieb in den Rahmen des verschiebbaren Rollgangstückes. (Die Rollen gehören nicht zur Lieferung, sondern sind dem ausgefallenen Stück des vorhandenen Rollganges zu entnehmen).

18) Herstellen der Anschlüsse für die elektrischen Leitungen zum Hauptmotor, zu den Verstellmotoren der senkrechten Rollen, zu den Verstellmotoren der vertikalen Anstellung der Richtwalzen, zum Verstellmotor zur Verschiebung der gesamten Maschine und zu den Motoren des verschiebbaren Rollgangstückes.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Montageanweisung

I. A Transport

Beim Empfang der Maschine ist sofort festzustellen, ob Transportschäden eingetreten sind. Die einzelnen Maschinenaggregate sind möglichst nahe an ihren Standort heranzubringen. Beim Krantransport ist darauf zu achten, daß Seile oder Ketten keine blanken Teile, z.B. Handräder, Hebel, Wellen usw. berühren oder umschlingen.

II. B Aufstellen

Jede Maschine, von der genaue Arbeit und hohe Lebensdauer erwartet wird, verlangt ein sicheres Fundament aus Beton. Dieses muß ca. 14 Tage abbinden, bevor die Maschine in die eingehängten Ankerschrauben eingesetzt und ausgerichtet wird (siehe Fundamentplan).

III. C Aufstellen der gesamten Anlage

1) Entfernen des Rostschutzmittels von den Gleitschienen.
2) Aufsetzen der Verschiebeeinrichtung Nr. 1 und Ausrichten derselben nach Wasserwaage.
3) Anschrauben der Kegelradgetriebe Nr. 2.
4) Aufsetzen der Grundplatte Nr. 3 mit Kegelstirnradgetriebe und Kupplen mit den Kegelradgetrieben.
5) Untergießen der Gleitschienen Nr. 1 und der Grundplatte Nr. 3, alsdann abbinden lassen.
6) Aufsetzen des Grundrahmens Nr. 4 auf die zuvor eingeölten Gleitflächen.
7) Aufsetzen des Kammwalzengetriebes Nr. 5; dabei ist zu beachten, daß zwischen Grundrahmen der Maschine und Getriebekasten das Maß von 1600 mm eingehalten wird, um das Spindelgestell Nr. 6 für die Gelenkwellen einhängen zu können.
8) Einsetzen des Spindelgestells Nr. 6 zwischen Grundrahmen und Getriebekasten sowie Verschrauben mittels Schraubenbolzen mit Muttern.
9) Aufsetzen des Motorkonsols Nr. 7 auf die Gleitschienen und Verschrauben desselben durch Schraubenbolzen mit Muttern mit dem Getriebekasten Nr. 5. Beim Aufsetzen des Motorkonsols ist zu beachten, daß die Nocken für die Spindelmuttern gut eingeführt werden.

- 2 -

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Verstellung der seitlichen Führungsrollen erfolgt ebenfalls durch Motor und ist die Verstellung auf einem Maßstab ablesbar. Es ist darauf zu achten, daß die Führungsrollen jeweils auf den richtigen Profilgang eingestellt sind.

VI. Auswechseln der Richtwalzen

1. Die Schlitze sämtlicher Spindelmuffen müssen in die senkrechte Lage gebracht werden. Die Hülsen auf den Spindelmuffen müssen zurückgeschoben werden, bis die Gleitstücke freiliegen.
2. Die 4 oberen Richtwalzen auf das Strichmaß 0 der Anzeigevorrichtung bringen, und die Gelenkspindeln aus den Spindelmuffen, aus den Richtachsen und Antriebszapfen des Getriebes herausheben.
3. Verbindungen der Fettschmierung und elektr. Leitung lösen.
4. Lösen der Spannbügel und Zugstangen.
5. Abheben der Traverse und Absetzen auf ein besonderes Wechselgerüst (das nicht zur Lieferung gehört). Walzen soweit nach oben fahren, bis Schraubenfedern entspannt sind. Dann Lösen der Keile von den Walzenlagern.
6. Einbau der gewünschten Profilwalzen mit Lagerung in die abgesetzte Traverse und Grundrahmen.
7. Nach dem Wechsel der unteren 4 Walzen sind die unteren 4 Gelenkspindeln einzusetzen.
8. Nach dem Walzenwechsel bzw. nach dem Aufsetzen der Traverse auf den Grundrahmen Spannbügel und Zugstangen fest anziehen. Obere Gelenkspindeln einsetzen.
   Verbindung der Schmier- und elektr. Leitung herstellen.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

I. Inbetriebnahme

Vor Inbetriebnahme der Maschine:

1. Sind alle Teile von Rostschutz zu reinigen.
2. Soll man sich mit allen Bedienungselementen und deren Wirkung vollkommen vertraut machen.
3. Soll diese erst 24 Stunden leer laufen.

II. Antrieb

1. Der Antrieb der Richtwalzen erfolgt durch einen 15o KW Schleifringläufer-Reversiermotor über Getriebe mit Kammwalzengetrieb unter Zwischenschaltung von Gelenkspindeln.
2. Die vertikale Verstellung der Walzen und die horizontale Verstellung der Führungsrollen erfolgt durch einen 2,3 KW reservierbaren Kurzschlußläufer-Motor für jede Walze bzw. Führungsrolle.
3. Zur Verschiebung der Gesamt-Maschine auf den Gleitschienen dient ein reversierbarer 27 KW Kurzschlußläufer-Motor.

III. Schaltung

Vor dem Einschalten sind sämtliche Schaltgeräte und Endschalter genauestens zu überprüfen.
Die Schaltung sämtlicher Antriebe erfolgt vom Steuerpult aus.
(Siehe Schaltplan)

IV. Schmierung

Es ist zu prüfen, ob alle Schmierstellen durch die Handpumpe geschmiert werden. Die Schmierstellen der Gelenkspindeln sind mit Fett zu füllen, und die Gleitflächen der Walzenlager sind einzuölen (siehe Schmierplan). Die Schmierstellen der Kegelradgetriebe und Gewindespindeln an den Gleitschienen sind mit Fett abzuschmieren.

V. Walzenverstellung

Die Einstellung der einzelnen Richtwalzen erfolgt:

1. vertikal durch einen Motor über ein Schneckengetriebe mit Anzeigevorrichtung.
2. horizontal durch eine Handkurbel.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

durch ein Kegelstirnradgetriebe und Kegelräder unter Zwischenschaltung von Zahnkupplungen. In den beiden Endstellungen der Maschine schaltet sich der Verschiebemotor automatisch durch Endschalter aus.

Eine Zentralfettschmierung, durch eine am Grundrahmen angebrachte Handschmierpumpe, sorgt für eine ausreichende wirtschaftliche Schmierung sowohl der Maschine als auch der Gleitschienen.

Die gesamte elektrische Bedienung der Maschine wird von einem Schaltpult, das an einem günstigen Ort neben derselben aufgestellt ist, vorgenommen. Von hier aus lassen sich der Hauptmotor, die vertikalen Verstellmotoren und der Verschiebemotor durch Druckknopfbetätigung schalten.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Richtachsen lagern in Wälzlagern und lassen sich einzeln durch eine Gewindehülse über Übersetzung mittels Handkurbel in axialer Richtung um 35 mm verschieben, d. h. einstellen. Das Verschieben der Lagergehäuse aus Stahlguß GS 45 wird durch Verriegelung am Grundrahmen und Traverse verhindert.

Die 4 oberen Richtwalzen lassen sich durch Stellspindeln, die mit Sägegewinde 12o x 1o versehen sind, vertikal anstellen und haben einen max. Hub von 23o mm. Die Anstellung erfolgt in der Weise, daß für jede obere Walze ein Elektro-Motor von N = 2,3 KW vorgesehen ist, der über Stirnradgetriebe, Schnecke und Schneckenrad die Einstellspindel dreht. Die Anstellung der oberen Walzen kann für alle Walzen gleichzeitig oder einzeln erfolgen. Für die Feineinstellung ist für jede Walze ein Handrad vorhanden. Das Handrad ist auskuppelbar. Die Höhe der Anstellung ist an einer Anzeigevorrichtung ablesbar. Sämtliche Endstellungen der elektrischen Anstellung sind durch Endschalter gegen Anfahren gesichert. Die oberen Lagergehäuse werden durch die Stellspindeln angestellt und sind seitlich an der Traverse geführt. Jedes Lagergehäuse wird von 2 Zugstangen durch vorgespannte Schraubenfedern nach oben gezogen. (Spannung der Federn durch 2 Muttern einstellbar). Dadurch wird die Stellspindel im Gewinde an die Gewindebüchse gedrückt und das Gewindespiel nach dieser Seite aufgehoben. Bei der Wahl des Federhubes von 3o mm ist die beim Richten erforderliche Verstellung und auch ein evtl. Nachdrehen der Richtwalzen berücksichtigt. Zum Ausbau werden die Richtwalzen 23o mm nach oben gefahren, die Federn dabei entspannt und das Gewicht der gesamten Richtwalze von den Stellspindeln übernommen, die an den Lagergehäusen befestigt sind.

An der Ein- und Auslaufseite sind 2 Führungsrollen senkrecht auf je einem Querschlitten gelagert, die sich einzeln auf einer Gleitbahn mittels Schnellverstellung verschieben lassen. Um ein Anfahren in den Endstellungen zu vermeiden, sind auch hier Endschalter angebracht. Einzelverstellung der Führungsrollen von Hand mittels Kurbel ist ebenfalls vorgesehen. Die Gleitbahnen sind an dem Rahmenunterteil an der Ein- und Auslaufseite angeschraubt. Der Antrieb der senkrechten Führungsrollen erfolgt vom Antriebsgehäuse aus über Kegelräder. Zur Übertragung des Drehmomentes, vom Antriebsgehäuse aus, ist eine verlängerte Zahnkupplung vorgesehen. Außerdem ist eine Rutschkupplung eingebaut, die Differenzen im Geschwindigkeitsverhältnis zwischen den waagerechten Richtrollen einerseits und den senkrechten Rollen anderseits ausgleichen soll.

Die Verschiebung der Maschine wird durch 2 Gewindespindeln bewirkt, die innerhalb der beiden Gleitschienen angeordnet sind. Zu diesem Zweck sind der Motor mit Grundplatte, Getriebegehäuse, Spindelstuhl mit Gelenkwellen und der Richtrollenrahmen durch kräftige Flanschen und Schraubenbolzen mit Muttern miteinander verbunden. Infolge dieser Anordnung ist es möglich, die Maschine aus der Flucht des Rollganges herauszunehmen, wenn Profile gewalzt werden die nicht gerichtet werden sollen. Die im Rollgang entstehende Lücke wird durch ein kurzes Rollgangstück geschlossen, das der Maschine angehängt ist und mit ihr verschoben wird. Alle verschiebbaren Teile, die auf den Gleitschienen gleiten, sind mit Bronzeplatten versehen. Der Antrieb der Verschiebevorrichtung erfolgt

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Beschreibung der 8 Rollen-Profileisen-Richtmaschine nach Zeichnung 2505.166 (Linksmaschine) 2505.217 (Rechtsmaschine)

Die Rollenrichtmaschine dient zum Richten folgender Profile:

a) Bergwerksschienen mit einem Gewicht von 18kg/lfd. m und 24 kg/lfd. m, nach DIN 5901 - 5902

b) Doppel T Träger Nr. 18 und 20

c) Winkel-Eisen Nr. 10 - 10/15 - 15

d) U. Eisen bis Nr. 20, 14 und 16

Die Richtmaschinen sind als Links- und Rechtsmaschinen gebaut, um im Zuge der Walzenstraße zu arbeiten. Sie sind auf kräftigen Gleitschienen verschiebbar angeordnet. Diese Anordnung ermöglicht ein Hereinfahren der Maschine in die Rollengangmitte, wenn gerichtet werden soll oder ein Herausfahren derselben, wenn die Profile nicht gerichtet werden sollen. Die Lücke im Rollengang wird durch das, an die Maschine angehängte, verschiebbare Rollengangsstück geschlossen.

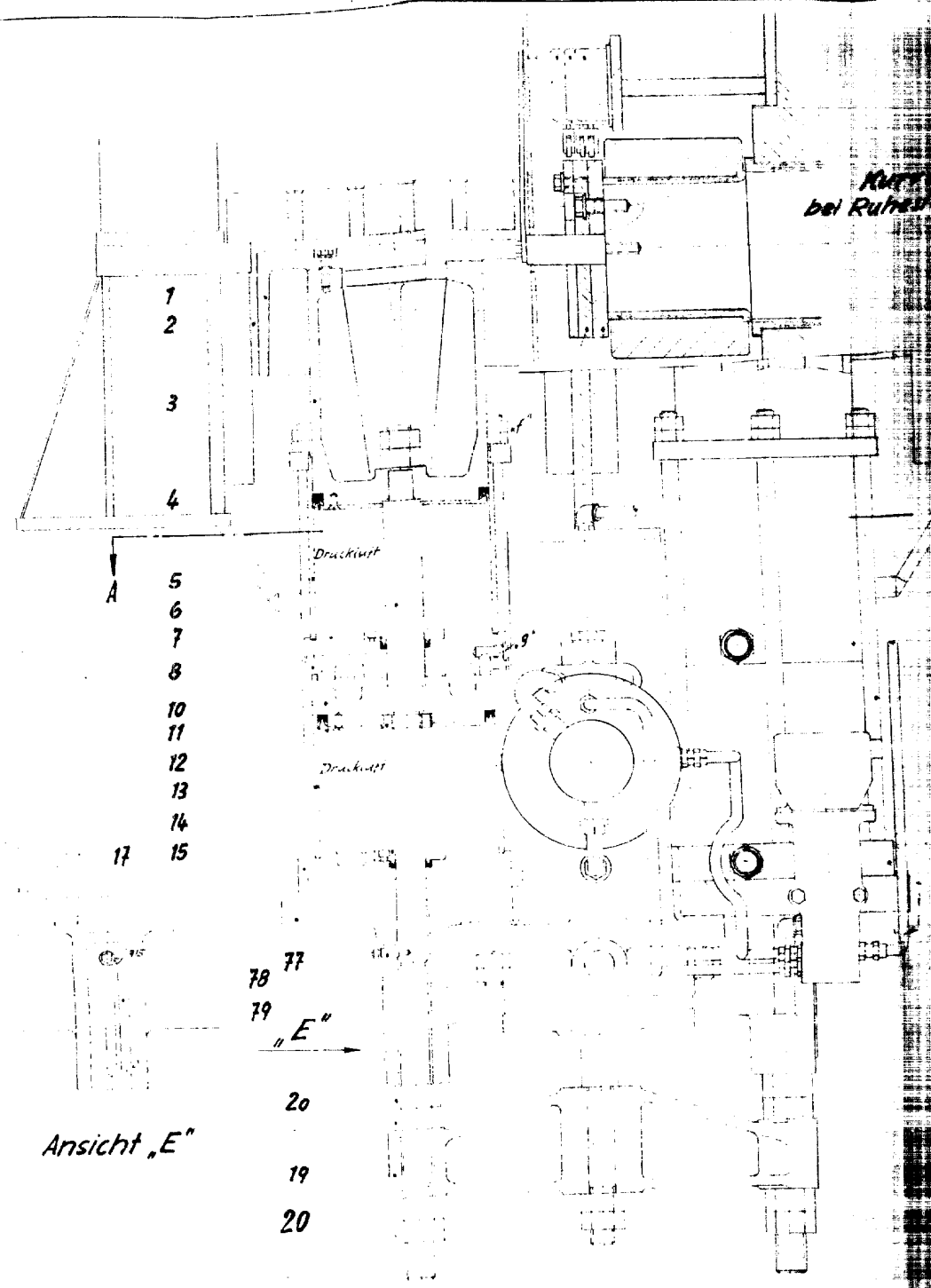
Der Antrieb jeder Richtmaschine erfolgt durch je einen Gleichstromregullermotor mit einem Regulierbereich von 1:2 über eine Kupplung auf ein Kammwalzengetriebe mit Vorgelege. Der Motor ist reversierbar. Vom Kammwalzengetriebe aus werden die 8 Richtrollen mittels Gelenkspindeln angetrieben. Die Gelenkspindeln sind im Spindelstuhl aus Stahlguß durch Federn abgestützt. Kammwalzengetriebe und Vorgelege sind in einem geschlossenen Gehäuse untergebracht. Von dem Gehäuse aus führen zwei Antriebszapfen zum Antrieb der senkrechten Rollen am Ein- und Auslauf der Maschine.

Eine Ölumlaufschmierung mit Pumpenaggregat sorgt für gute Schmierung der Räder und Lager des Hauptantriebsgetriebes. Die Ölumlaufschmierung ist so mit dem Antriebsmotor der Maschine elektrisch geschaltet, daß dieselbe nur eingeschaltet werden kann, wenn Öldruck vorhanden ist.

Eine gut verrippte Rahmenkonstuktion, deren Grundrahmen aus Gußeisen GG 22 und Traverse aus Stahlguß GS 45 gefertigt ist, geben der Maschine eine große Stabilität. Beide Teile werden durch Zugstangen aus C 60 und Spannbügel aus Stahlguß GS 45 zusammengehalten. Die beiden außenliegenden Zugstangen werden mit der Traverse verkeilt. Die mittleren Zugstangen sind durch Vorstecker am Grundrahmen gesichert und werden durch je eine Mutter auf den Spannbügeln fest angezogen. Die Spannbügel liegen mit ihren Klauen in der Traverse auf und ziehen dadurch die Traverse fest an den Grundrahmen an. Keile und Muttern lassen sich leicht lösen und ermöglichen dadurch zum Walzenwechsel eine schnelle Montierung. Die Richtwalzen (mittl. ∅ = 620 mm, Walzenteilung = 700 mm, Länge = 600 mm) bestehen aus einer Richtachse, auf welche einzelne Ringe aufgeschoben werden können, die entsprechend den zu richtenden Profilen ausgebildet sind. Die Ringe werden durch Nutmuttern auf der Richtachse zusammengehalten. Die Richtachsen sind aus Material C 45 und die Ringe aus C 60, vergütet mit Oberflächenhärtung, angefertigt.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

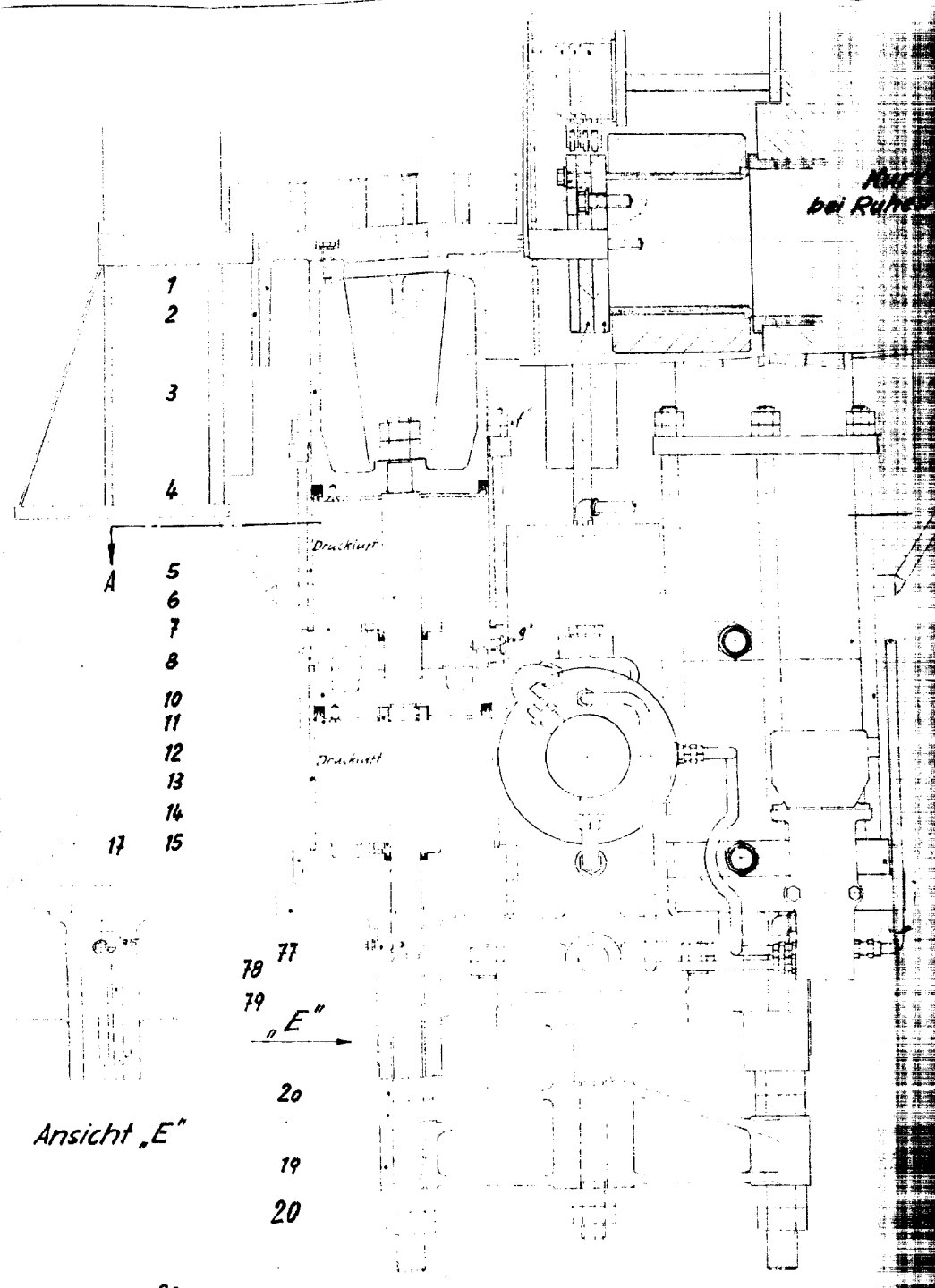
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Ansicht „E"

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

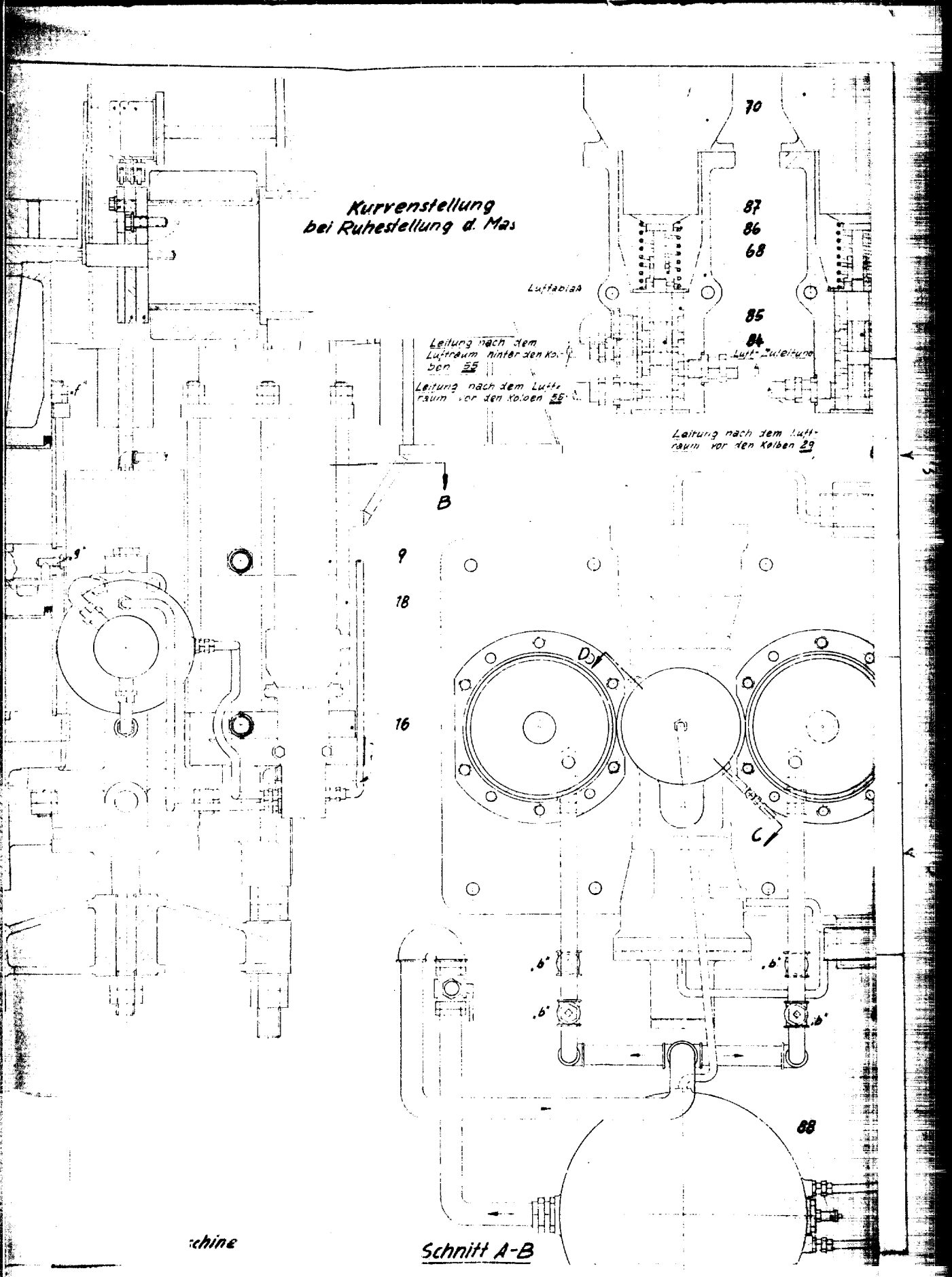
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Ansicht „E"

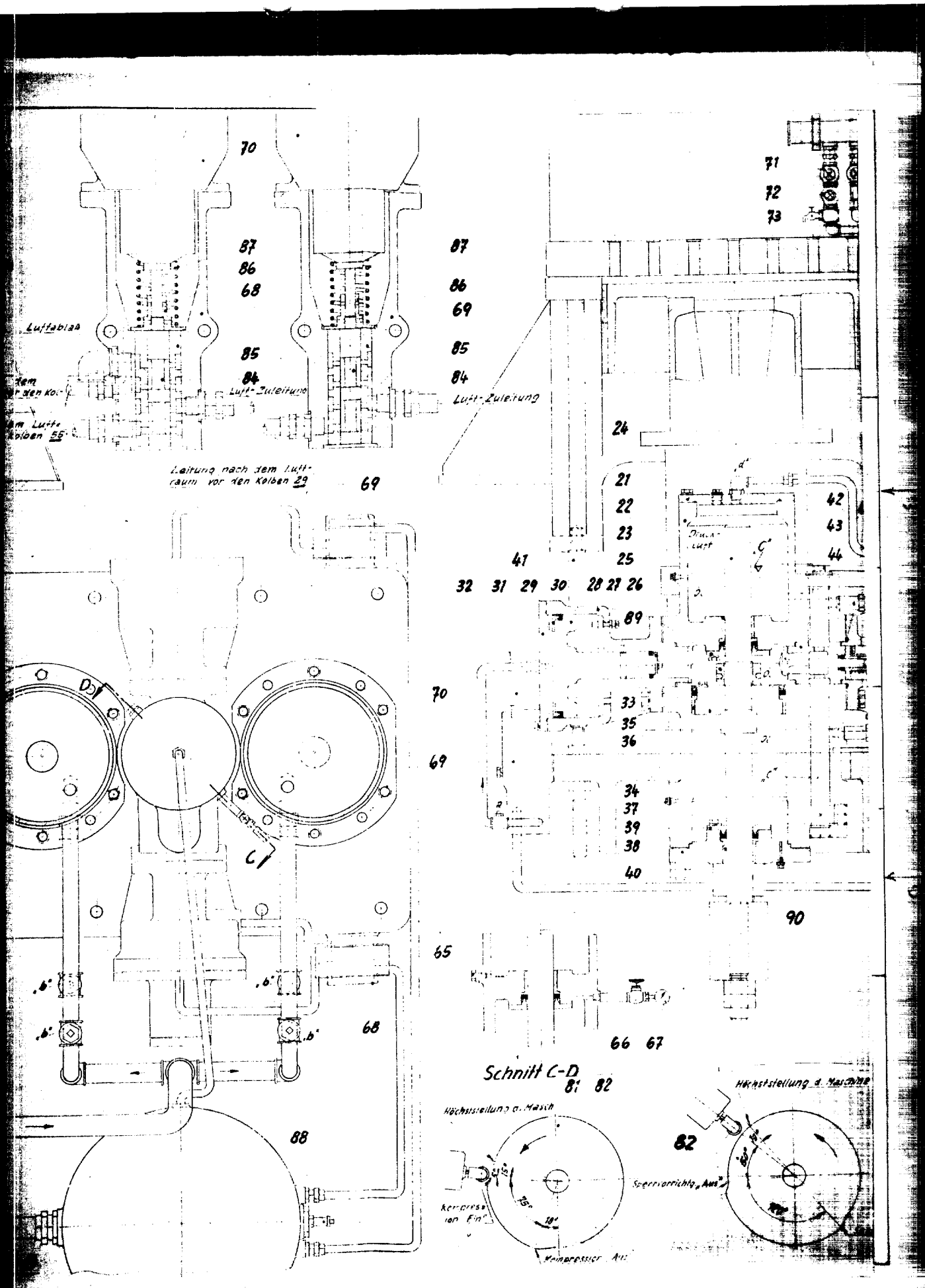
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



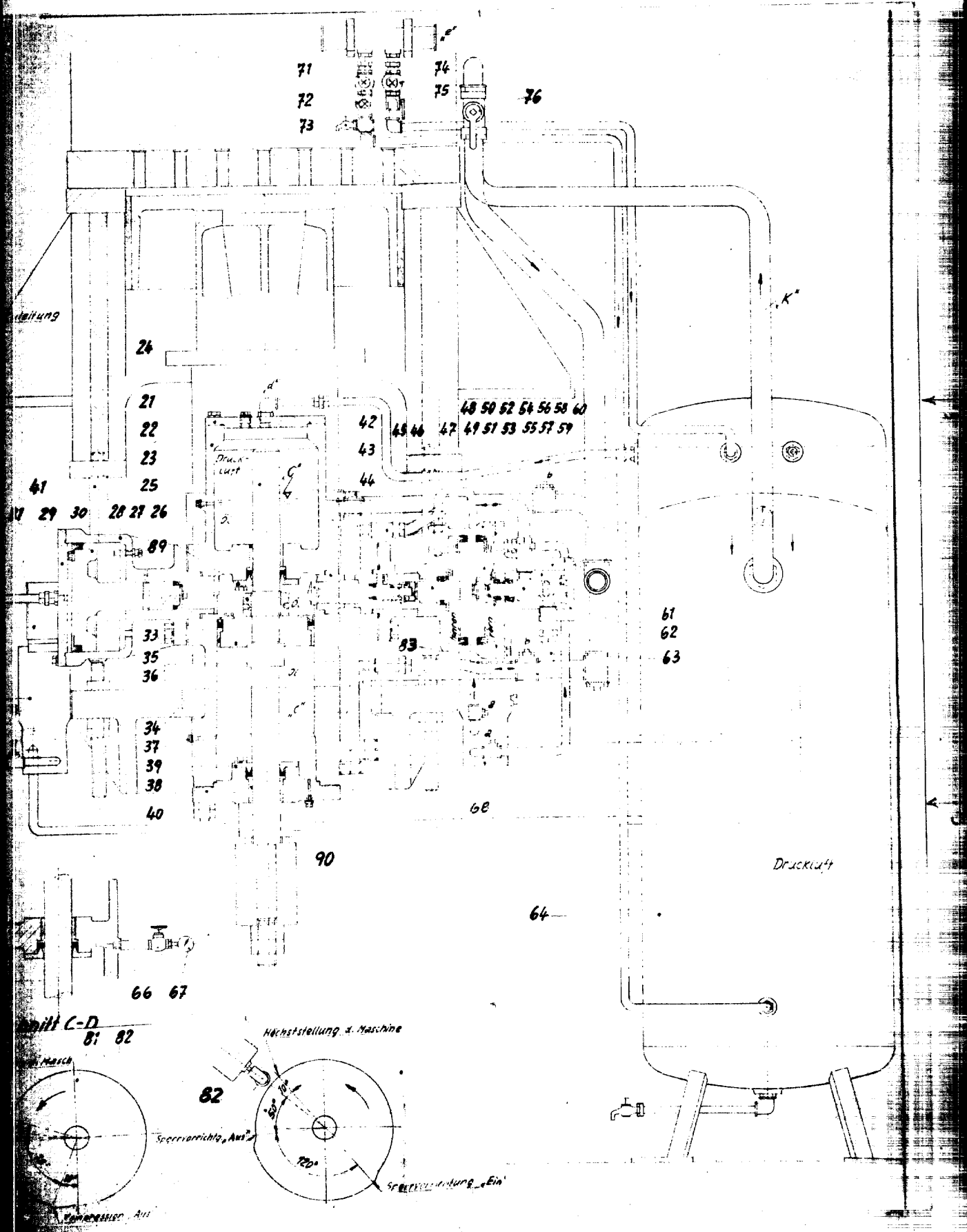
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



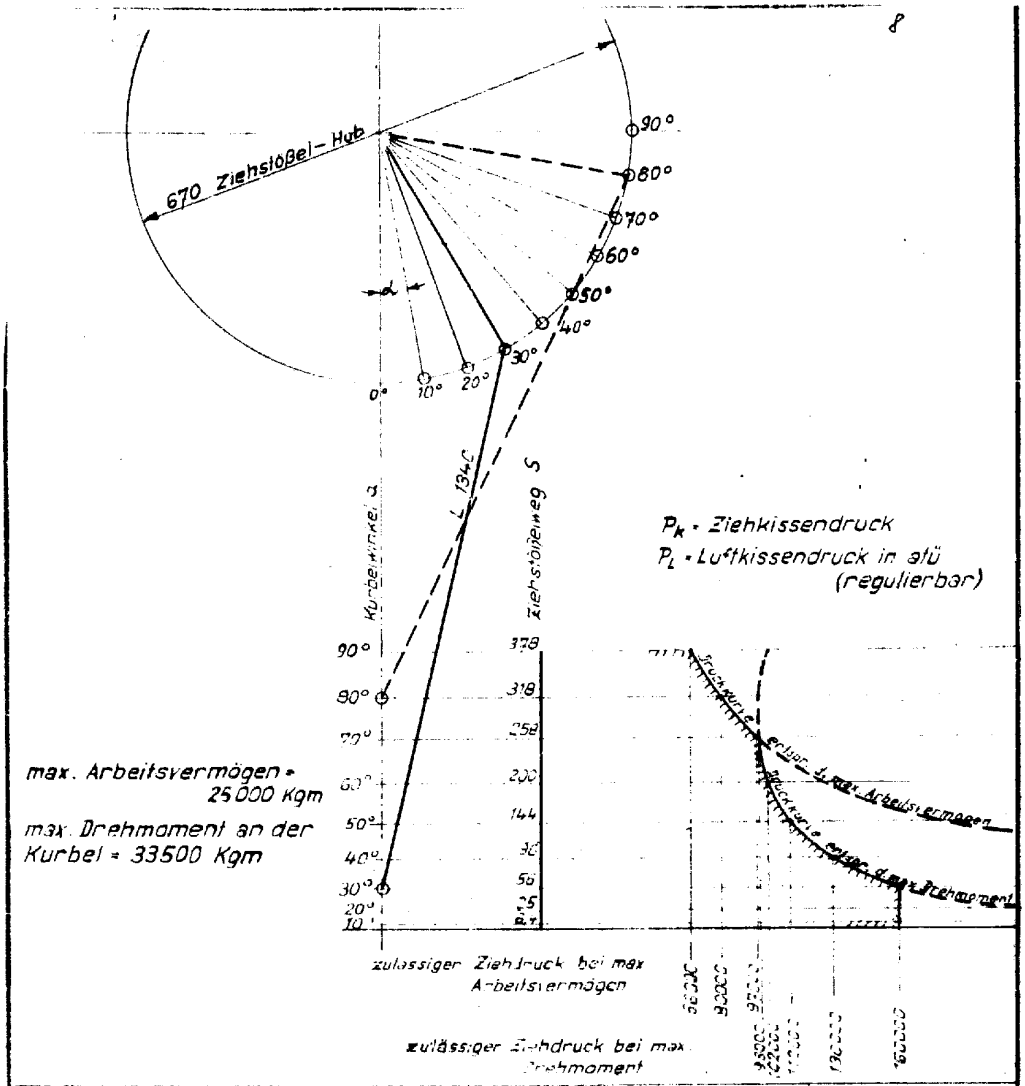
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Kurbelwinkel α	Ziehstößelweg S	Ziehdruck P_z	Ziehkissendruck P_k	Eingestellte atü für P_L
80°	316	80000	25000	3
70°	258	97000	30000	3,6
60°	200	102000	31500	3,8
50°	144	112000	35500	4,2
40°	96	130000	40000	5
30°	56			
20°	25	max 160000	max 50000	6
10°	6,4			

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Wichtige Hinweise für den Betrieb der Zieheinrichtung.

1.) Einstellen des Ziehkissendruckes der Zieheinrichtung.

Maximaler Ziehkissendruck = 50000 kg.

Die Einstellung des Ziehkissendruckes erfolgt durch das Druckminderventil Nr 72. Der Ziehdruck ist abhängig von dem zulässigen Ziehdruck der Presse in der jeweiligen Kurbelstellung bezw. Stößellage.
Aus dem beigefügten Diagramm 4 Zi 505 können für die entsprechende Kurbelstellung der Presse folgende Werte entnommen werden :

a) Ziehstößelweg S in mm
b) Zulässiger Ziehdruck Pz in kg
c) " Ziehkissendruck Pk in kg
d) Einzustellende Druckluft PL in atm am Druckminderventil 72 für den erforderlichen Ziehkissendruck.

2.) Die Sicherheitsventile 88 am Druckluftbehälter müssen auf max. 7 atm eingestellt werden.

3.) Die größte Ziehtiefe beträgt 315 mm. Diese kann nur erreicht werden, wenn die Druckkolben 3 u. 10 in ihrer Höchstlage stehen. Wird das nicht beachtet, kann dies zum Abreißen der Aufhängestangen führen.

4.) Beim Einbau der Ziehwerkzeuge in das Pressenmaul ist darauf zu achten, daß diese in der Mitte der Auswerferplatte angeordnet sind. Ferner müssen die Ziehstifte genau gleich lang sein. Dieses ist von Wichtigkeit für die Erreichung eines genau gleichmässigen Blechhalterdruckes.

5.) Will man von einem größeren eingestellten Ziehkissen - oder Auswerferdruck schnell auf einen kleineren zurückgehen, dann ist das Druckminderventil 72 zurückzustellen, das Absperrventil 71 zu schließen und durch kurzes Öffnen des Ablasshahnes 73 der Ueberdruck im Tank aufzuheben. Hierauf wird der gewünschte Ziehkissen- oder Auswerferdruck mit dem Druckminderventil eingestellt.

6.) Der Ölstand im Reservebehälter des Sperrkissens ist öfters zu kontrollieren. Zu diesem Zweck muß die Verschlußschraube 25 entfernt werden. Das Öl muß bis an die Unterkante der entstandenen Öffnung reichen. Ist das nicht der Fall, dann muß Öl nachgefüllt werden.

7.) Die Druckluftspannung der Werkleitung muß 6 atm betragen.

8.) Das am Preßölzylinder des Sperrkissens befindliche Manometer muß durch den Manometerhahn außer Betrieb gesetzt werden und ist nur für Kontrollzwecke kurze Zeit zu öffnen.

9.) Bei Ölauffüllung des Sperrkissens ist darauf zu achten, dass das Druckventil 42 geöffnet ist.

10.) Ferner ist darauf zu achten, dass das Entspannungsventil 58 geschlossen ist, wenn das Druckventil 42 offen ist.

11.) Es ist zu beachten, daß die angegebenen Einstellwerte für die Preßluft Maximalwerte sind und keinesfalls überschritten werden dürfen.

12.) Die demontierten Pressluftrohre sowie die elektrischen Leitungen sind wie numeriert zu verbinden.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Wenn Ölwechsel vorgenommen werden soll, dann ist der Kolben 34 in seine höchste Stellung zu bringen, das Druckventil zu öffnen, die Verschlußschrauben 24 u. 44 zu entfernen. Hierauf ist durch Entfernen der Ölablaßschraube 65u90das Öl abzulassen. Der Ölstand im Reserve- Ölbehälter ist öfters zu kontrollieren. Wenn das Öl nicht bis an die untere Kante der Öffnung 25 reicht, muss nachgefüllt werdeb.

Wartung der Zieheinrichtung.

Die Zieheinrichtung ist je nach dem Verwendungszweck der Presse mehr oder weniger starken Verschmutzungen ausgesetzt. Es ist daher für öftere Reinigung zu sorgen.
Druckluftbehälter sowie die Armaturen und Rohrleitungen sind wöchentlich einmal auf Dichtheit zu prüfen. Ferner ist das Kondenswasser, das sich im Druckluftbehälter angesammelt hat, ab und zu abzulassen.

Schmierung der Zieheinrichtung.

Die oberen Druckkolben 3 sind vor jeder dritten Schicht durch Eingießen von Öl in die im Oberteil des Zylinders vorgesehene Rille f zu schmieren; für die unteren Druckkolben lo erfolgt das Schmieren durch Eingießen von Öl durch die Öffnung „g". Die Manschettenlaufflächen der inneren Zylinder 5 u. 13 sind nach jeder 3. Schicht wie folgt zu schmieren : Die Druckkolben 3 u.lo sind, wie unter "Werkzeugwechsel" beschrieben, absinken zu lassen. Dann sind die Verschlußschrauben „b" an den Rohrleitungen abzuschrauben und durch die entstandenen Öffnungen sind für jeden Zylinderraum ca 15o cm^3 Öl einzugießen. Die Verschlußschrauben „b" sind dann wieder einzuschrauben und die Dreiwegehähne 75 u.76 zu schließen. Durch die jetzt wieder in die Zylinder 3 u.lo einströmende Druckluft wird das Öl mitgerissen und in den Zylinderräumen zerstäubt. Die Zylinderwände werden dadurch mit einem Ölfilm versehen.
Die Schmierung der Kolbenstangen 6 erfolgt durch den Zentralfett - schmierapparat. Die Führungsflächen der Auswerferplatten müssen vor jeder 3. Schicht mit der Fettpresse durch die am Tisch vorgesehenen Schmiernippel geschmiert werden. Es ist dabei zubeachten, daß die Auswerferplatten 1 in der höchsten Lage stehen.
An dem Sperrkissen muss die Kolbenstange des Steuerkolbens und der kleine Kompressionskolben vor jeder Schicht durch den am Steuer- bezw. am Kompressionszylinder vorgesehenen Schmiernippel mit der Fettpresse geschmiert werden. An der Kolbenstange 23 ist nur das aus dem Preßölzylinder herausgefahrene Stück zu schmieren.
Der Steuerkolben und der grosse Kompressionskolben ist wie folgt nach jeder 3. Schicht zu schmieren :
Ablassen der Druckluft aus dem Steuer- und Kompressionszylinder, Abschrauben der Verschlußschrauben a an den Rohrleitungen und Eingießen von ca 5o cm^3 Öl in die Öffnung. Die Verschlußschrauben a sind dann wieder einzuschrauben und die Druckluft ist wieder in die Zylinderräume einzulassen. Das Öl wird hierdurch mitgerissen und zerstäubt an den Zylinderwänden. Ferner müssen noch die Kolben 84 der Steuerventile vor jeder Schicht mit Öl geschmiert werden. Als Schmiermittel ist ein gutes, säurefreies Öl zu verwenden.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Einbau der pneumatischen Zieheinrichtung mit hydropneumatischem Sperrkissen in die Presse.

Die Zieheinrichtung wird von uns im fertiggebauten Zustand mit Druckluftbehälter und den dazugehörigen Rohrleitungen mit Armaturen zum Versand gebracht. Beim Einbau in die Presse ist zweckmässig wie folgt vorzugehen :
Die Aufhängestangen 41 mit den oberen Feststellmuttern werden von unten her in den Pressentisch eingeschraubt. Dann wird die Aufhängeplatte 17 mit den Ziehkissen und Sperrkissen in die Grube und zwar in die richtige Lage zu den Aufhängestangen gebracht. Mittelst Ketten, Flaschenzügen wird die Zieheinrichtung so weit angehoben, dass die Aufhängeplatte über die Aufhängestangen hinweggreift. Durch das Aufschrauben der unteren Muttern auf die Aufhängestangen wird die Zieheinrichtung nun in dieser Lage gehalten. Jetzt werden von oben her die Auswerferplatten auf die Druckkolben aufgesetzt und durch weiteres Anziehen der unteren Muttern an den Aufhängestangen wird die Zieheinrichtung in die richtige Höhenlage gebracht In dieser ist dieselbe nach der Wasserwage auszurichten und die unteren Muttern sind durch Gegenmuttern zu sichern. Die oberen Muttern sind gegen die Aufhängeplatte anzuziehen.
Die Aufstellung des Druckluftbehälters und das Anbringen der Rohrleitungen hat nach dem Rohrleitungsplan zu erfolgen.

Ausbau des hydropneumatischen Sperrkissens.

Soll das Sperrkissen ausgebaut werden, dann muß der kompl. Steuerzylinder und Kompressionszylinder mit Rohrleitungen entfernt werden. Hierauf ist die Traverse 19 zu entfernen und nach Lösen der Muttern der vier Befestigungsschrauben das Sperrkissen nach unten aus der Aufhängeplatte herauszuheben. - Beim Wiedereinbau ist im umgekehrten Sinne vorzugehen.

Das betriebsfertige Herrichten der Zieheinrichtung.

Nach dem Rohrplan müssen die Rohrleitungen an die pneumatischen Ziehkissen, Druckluftbehälter, Sperrkissen und Verteiler angeschlossen werden. Dann ist der Preßölzylinder des Sperrkissens aufzufüllen. Für das Auffüllen ist ein schäumungsfreies Spezial - Hydraulik- Öl zu verwenden,

Die Auffüllung des Sperrkissens geht wie folgt vor sich:

Die Druckkolben 3 u.lo sind mit Kolben 34 durch Öffnen der Dreiwegehähne 75 u.76, wie unter Werkzeugwechsel beschrieben, in die tiefste Lage zu bringen. Hierauf sind die Verschlußschrauben 44,24,25,37 und das Manometer-Absperrventil 66m. Manometer zu entfernen. Das Druckventil muß geöffnet werden, indem man die Druckluft vor den Steuerkolben 55 einströmen läßt. Der Kompressionskolben 29 muß in der Anfangsstellung stehen, d.h. er muß an den Deckel 32 anschlagen. Hierauf wird durch die Öffnung 44,24,25 eingegossen und zwar zu Anfang ganz langsam mit dünnen Blutrahl. Die Luft unter und über den Kolben 34 entweicht dabei durch die Entlüftungslöcher 37 u. 66, die bei Blaustritt sofort zu schließen sind. Im Reservebehälter entweicht die durch das Öl verdrängte Luft durch die Öffnung 25. Es wird so lange Öl eingegossen bis dasselbe auf den Öffnungen 25 u.44 ausfliesst. - Zur vollständigen Auffüllung sind ca loo Ltr. Hydraulik-Öl nötig. Nachdem aufgefüllt ist, sind die Verschlußschrauben 24,25,44 wieder aufzuschrauben und die Luft vor den Kolben 55 ist abzulassen. Das Sperrkissen ist jetzt vollständig gefüllt und somit betriebsfertig .

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Verstellbarer Anschlag zur Begrenzung des Druckkolben-Hochganges der Ziehkissen.

Bisher wurde für jede Ziehtiefe im Bereich von Minimum bis Maximum der Ziehtiefe ein Satz neuer Ziehstifte in der Länge der jeweiligen Ziehtiefe benötigt.
Durch den jetzt an der Zieheinrichtung angebrachten, verstellbaren Anschlag ist nur noch 1 Satz Ziehstifte in der Länge der max. Ziehtiefe für jede Ziehtiefe nötig.
Will man beispielsweise statt mit der max. Ziehtiefe von 315 mm nur mit einer Ziehtiefe von 100 mm arbeiten, so muß wie folgt vorgegangen werden:

1.) Schalter IV ausgeschaltet.
2.) Druckluft im Druckluftbehälter auf 1 atm einstellen.
3.) Mittels der an den Kolbenstangen 6 befindlichen Muttern 20, Kolben 3 u. 10 mit Auswerferplatten, Traverse 19 mit Kolbenstange 23 und Druckkolben 34 so weit nach unten stellen, bis der Zeiger 78 genau auf dem Teilstrich 100 der Skala 79 steht.

Hierauf wird die gewünschte Arbeitsweise eingeschaltet und die Druckluft für den erforderlichen Druck eingestellt.
Die Zieheinrichtung ist jetzt für eine Ziehtiefe von 100 mm unter Verwendung der Ziehstifte für die max. Ziehtiefe arbeitsbereit.
Durch den verstellbaren Anschlag kann also jede Ziehtiefe von 315 bis ungefähr 20 mm eingestellt werden, ohne daß andere Ziehstifte als die für die max. Ziehtiefe verwendet werden.
Es ist aber hierbei streng darauf zu achten, daß immer nur der eine Satz Ziehstifte mit der Länge für die max. Ziehtiefe verwendet wird. Wird das nicht beachtet, führt das zum Abreißen der Aufhängestangen 41.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

a) Schalter IV, V und VI Schalthebel eingeschaltet-
Es kann mit der Zieheinrichtung gearbeitet werden.
Der Hochgang der Ziehkissen erfolgt 120° nach unterer Totpunktlage.

b) Schalter IV und V Schalthebel eingeschaltet und Schalter VI Schalthebel ausgeschaltet.
Die Zieheinrichtung bleibt in der tiefsten Ziehlage stehen und geht erst dann, wenn der Schalter IV ausgeschaltet ist, in ihre Höchstlage zurück. Die Schaltung ist anwendbar für Werkzeugeinrichten und für die Durchführung von Gegenzügen. Nach Beendigung eines Gegenzuges, d.h. wenn die Zieheinrichtung wieder in ihrer höchstlage steht, muß der Schalter IV wieder eingeschaltet werden.

Wird von Schalterstellung "b" auf Schalterstellung "a" umgeschaltet, muß, bevor man mit den Zieharbeiten beginnt, ein Leerhub mit der Zieheinrichtung ausgeführt werden. Bei der Umschaltung von Schalterstellung "a" auf Schalterstellung "b" ist dieses nicht erforderlich.

Werkzeugwechsel.

Damit bei Werkzeugwechsel die Ziehwerkzeuge von der Aufspannplatte besser entfernt werden können, ist es nötig, dass die Ziehstifte absinken, also mit der Oberkante Aufspannplatte abschließen.
Dieses kann man folgendermaßen erreichen :
Schalter IV ausgeschaltet und Dreiwegehähne 75 u. 76 geöffnet, sodaß die Druckluft aus den Druckluftzylindern 5 und 13 und aus dem oberen Druckluftbehälter entweichen kann, aber nicht aus dem unteren Druckluftbehälter 64. Hierdurch sinken die Druckkolben 3und 10 mit Auswerferplatten 1 in die tiefste Stellung ab. Nachdem der Werkzeugwechsel vorgenommen ist, sind die Dreiwegehähne wieder zu schließen.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Da die Kraft kleiner ist, kann keine Erhöhung der Flüssigkeitsspannung, und somit auch keine weitere Kompression der Flüssigkeit mehr stattfinden. Die Ziehkissen werden also genau in der Tiefstellung festgehalten, bezw. sie erfahren noch zusätzlich eine Abwärtsbewegung, die durch die Schrauben 89 reguliert werden kann. Beim Stößelhochgang wird 90° nach unterer Totpunktlage über Kurve 81, Endschalter 80 und Steuerventil 69 die Luft aus dem Kompressionszylinder 28 abgelassen, wodurch eine Aufhebung der Vorkompression und eine kurze Aufwärtsbewegung der Druckkolben 34, 3 und 10 erfolgt. Der Ölverlust der hierdurch eintritt wird durch den Reservetank "3" wieder ausgeglichen. Auf die Flüssigkeit über dem Kolben 34 wirkt jetzt nur noch die Kraft, die durch den Aufwärtstrieb der Ziehkissen hervorgerufen wird ca. 30 Atm.
Nun wird 120° nach unterer Totpunktlage über Kurve 82, Endschalter 80 und Steuerventil 68, der Druckkolben 55 nach links bewegt, das Druckventil 42 wird hierdurch wieder geöffnet und das Entspannungsventil wieder geschlossen. Die Verbindung zwischen dem oberen und unteren Zylinderraum des Sperrkissens ist wieder hergestellt.
Die nunmehr frei werdende Auftriebskraft der Druckkolben 3 und 10 bewegt den Kolben 34 nach oben, wobei das Öl vom oberen Zylinderraum über das Druckventil 42 in den unteren Zylinderraum gedrückt wird. Die Spannung des Öles im oberen Zylinderraum gleicht sich hierbei auf den unteren Zylinderraum aus, sodaß das Öl im ganzen Zylinderraum immer unter einer Spannung größer als 6 Atm. steht.
In oberer Totpunktlage wird die Kompression wieder eingeschaltet.

Druckluft - Steuerventil.

Die Druckluft im Steuerzylinder wird elktro-magnetisch durch das Ventil 68 gesteuert. Beim Niedergang des Druckkolbens 34 steht der Magnet 70 mit Steuerkolben 84 in Ruhestellung. Die Druckluft, die aus der Werksleitung über den Verteiler "e" in das Steuerventil einströmt, kommt jetzt vor dem Kolben 55 zur Wirkung und hält das Druckventil 42 in geöffnetem Zustande, wobei das Entspannungsventil geschlossen ist. Hat der Druckkolben 34 die unterste Tiefstellung erreicht, so wird durch die Kurve 82 über Endschalter 80 der Magnet betätigt. Der Magnetanker mit den damit verbundenen Steuerkolben 84 wird angehoben, die Druckluft vor dem Steuerkolben 55 kann nach außen entweichen und neue Druckluft hinter dem Steuerkolben einströmen. Die jetzt hinter dem Steuerkolben wirkende Druckluft gibt das Druckventil 42 frei, so daß dieses durch die Feder 83 geschlossen wird, das Entspannungsventil wird hierbei geöffnet.
Durch die Kurve 82 wird 120° nach unterer Totpunktlage der Strom unterbrochen, der Kolben 84 fällt durch die Kraft der Feder 87 und das Ankergewicht wieder in seine alte Lage zurück, so daß die Druckluft hinter dem Steuerkolben 55 ausströmt und wieder vor dem Steuerkolben einströmt. Hierdurch wird das Entspannungsventil 42 geschlossen. Der Schlag beim Anzug des Magneten muß durch Verstellen der Regulierschraube am Dämpfungszylinder gemindert werden.

Die elektrische Schaltung der Zieheinrichtung.

Die Zieheinrichtung kann durch die Magnete 70 und Steuerventile 68 und 69 über die im Schaltschrank der Presse untergebrachten Schalter (siehe Schild elektrische Schaltung Nr. 4776) folgendermaßen geschaltet werden:

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Zieheinrichtung besteht aus zwei zweistufigen pneumatischen Ziehkissen mit dem dazugehörigen hydro-pneumatischen Sperrkissen.
Als Druckmittel für die Ziehkissen dient nur Druckluft, während bei dem Sperrkissen Öl und Druckluft als Druckmittel wirken.

Wirkungsweise der pneumatischen Zieheinrichtung mit hydropneumatischem Sperrkissen.

Unter den beiden Druckkolben 3 u. 1o der Ziehkissen (siehe Skizze 1 SK 3344) befindet sich in den Räumen der Zylinder 5 u. 13 Druckluft, die aus dem Preßluftbehälter durch eine Leitung "K" zutritt. Die Druckkolben 3 u. 1o werden beim Niedergang des Stößels über die Ziehstifte und Auswerferplatte 1 nach unten gedrückt und müssen dabei die entgegenwirkende Druckluft überwinden, wodurch der Gegenhalterdruck erzeugt wird. Dieser kann durch Regulieren der auf die Druckkolben einwirkenden Druckluft mittels des Druckminderventils 72 eingestellt werden.
Der Hochgang der Druckkolben wird von der Presse aus gesteuert. Die Steuerung erfolgt elektro-magnetisch in Verbindung mit dem Sperrkissen. Durch Anwendung des Sperrkissens werden die hohen Luftverluste, die bei rein pneumatischer Gegendrucksteuerung eintreten, vermieden.
Der beim Aufwärtsgang der Druckkolben 3 u. 1o ausgeübte Druck, genannt der Auswerferdruck, ist ungefähr dem eingestellten Gegenhalterdruck gleich.

Hydropneumatisches Sperrkissen.

Der Preßölzylinder 22 des Sperrkissens ist bis zu der im Reservebehälter "O" angegebenen Stelle mit Öl gefüllt. Über dem Öl im Reservebehälter wirkt Druckluft. Bei der Abwärtsbewegung der Druckkolben 3 u. 1o stehen die Steuerventile 68 u. 69 in Ruhestellung. Im Steuerzylinder 53 wirkt die Preßluft jetzt vorn auf den Steuerkolben 55, wodurch das Druckventil 42 geöffnet und das Entspannungsventil 58 geschlossen wird. Durch das geöffnete Druckventil ist der obere Zylinderraum des Sperrkissens mit dem unteren in Verbindung. Die Preßluft die im Kompressionszylinder 28 auf den Kompressionskolben 29 wirkt, komprimiert durch die Verschiedenheit der Kolbenflächen des Kompressionskolbens das Öl auf ca. 85 Atm. vor.
Sobald die Druckkolben 3 u. 1o der Ziehkissen und der Kolben 34 des Sperrkissens die Tiefstellung erreicht haben, wird der Steuerkolben 55 über die Kurve 82, Endschalter 8o und Steuerventil 68 mittels Preßluft nach vorn bewegt. Hierdurch wird das Druckventil 42 geschlossen und das Entspannungsventil 58 geöffnet. Die Druckkolben 3 u. 1o , die durch die Druckluft das Bestreben haben sofort wieder nach oben zu gehen, werden jetzt, da das Druckventil im Sperrkissen geschlossen ist und das über dem Druckkolben 34 befindliche Öl nicht mehr entweichen kann, in der Tiefstellung festgehalten. Das Entspannungsventil 58, das in dem Augenblick geöffnet wird wo das Druckventil 42 schließt, entspannt das im unteren Zylinderraum befindliche Öl von 85 Atm. auf 0 Atm. Das hierbei entstehende überschüssige Öl wird über das geöffnete Entspannungsventil 58 in den Reserveraum O abgeleitet. Durch die Entspannung des Öles im unteren Zylinderraum wird erreicht, daß gegen das im oberen Zylinderraum auf 85 Atm. vorkomprimierte Öl nur die nach oben wirkende Kraft der beiden Ziehkissen drückt.

-Bl. 2-

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Zieheinrichtung besteht aus zwei zweistufigen pneumatischen Ziehkissen mit dem dazugehörigen hydro-pneumatischen Sperrkissen.
Als Druckmittel für die Ziehkissen dient nur Druckluft, während bei dem Sperrkissen Öl und Druckluft als Druckmittel wirken.

Wirkungsweise der pneumatischen Zieheinrichtung mit hydropneumatischem Sperrkissen.

Unter den beiden Druckkolben 3u. 1o der Ziehkissen (siehe Skizze 1 SK 3344) befindet sich in den Räumen der Zylinder 5 u. 13 Druckluft, die aus dem Preßluftbehälter durch eine Leitung "K" zutritt. Die Druckkolben 3 u. 1o werden beim Niedergang des Stößels über die Ziehstifte und Auswerferplatte 1 nach unten gedrückt und müssen dabei die entgegenwirkende Druckluft überwinden, wodurch der Gegenhalterdruck erzeugt wird. Dieser kann durch Regulieren der auf die Druckkolben einwirkenden Druckluft mittels des Druckminderventils 72 eingestellt werden.
Der Hochgang der Druckkolben wird von der Presse aus gesteuert.
Die Steuerung erfolgt elektro-magnetisch in Verbindung mit dem Sperrkissen. Durch Anwendung des Sperrkissens werden die hohen Luftverluste, die bei rein pneumatischer Gegendrucksteuerung eintreten, vermieden.
Der beim Aufwärtsgang der Druckkolben 3 u. 1o ausgeübte Druck, genannt der Auswerferdruck, ist ungefähr dem eingestellten Gegenhalterdruck gleich.

Hydropneumatisches Sperrkissen.

Der Preßölzylinder 22 des Sperrkissens ist bis zu der im Reservebehälter "C" angegebenen Stelle mit Öl gefüllt. Über dem Öl im Reservebehälter wirkt Druckluft. Bei der Abwärtsbewegung der Druckkolben 3 u. 1o stehen das Steuerventile 68 u. 69 in Ruhestellung. Im Steuerzylinder 53 wirkt die Preßluft jetzt vorn auf den Steuerkolben 55, wodurch das Druckventil 42 geöffnet und das Entspannungsventil 58 geschlossen wird. Durch das geöffnete Druckventil ist der obere Zylinderraum des Sperrkissens mit dem unteren in Verbindung. Die Preßluft die im Kompressionszylinder 28 auf den Kompressionskolben 29 wirkt, komprimiert durch die Verschiedenheit der Kolbenflächen des Kompressionskolbens das Öl auf ca. 85 Atm. vor.
Sobald die Druckkolben 3 u. 1o der Ziehkissen und der Kolben 34 des Sperrkissens die Tiefstellung erreicht haben, wird der Steuerkolben 55 über die Kurve 82, Endschalter 8o und Steuerventil 68 mittels Preßluft nach vorn bewegt. Hierdurch wird das Druckventil 42 geschlossen und das Entspannungsventil 58 geöffnet. Die Druckkolben 3 u. 1o , die durch die Druckluft das Bestreben haben sofort wieder nach oben zu gehen, werden jetzt, da das Druckventil im Sperrkissen geschlossen ist und das über dem Druckkolben 34 befindliche Öl nicht mehr entweichen kann, in der Tiefstellung festgehalten. Das Entspannungsventil 58, das in dem Augenblick geöffnet wird wo das Druckventil 42 schließt, entspannt das im unteren Zylinderraum befindliche Öl von 85 Atm. auf 0 Atm. Das hierbei entstehende überschüssige Öl wird über das geöffnete Entspannungsventil 58 in den Reserveraum C abgeleitet. Durch die Entspannung des Öles im unteren Zylinderraum wird erreicht, daß gegen das im oberen Zylinderraum auf 85 Atm. vorkomprimierte Öl nur die nach oben wirkende Kraft der beiden Ziehkissen drückt.

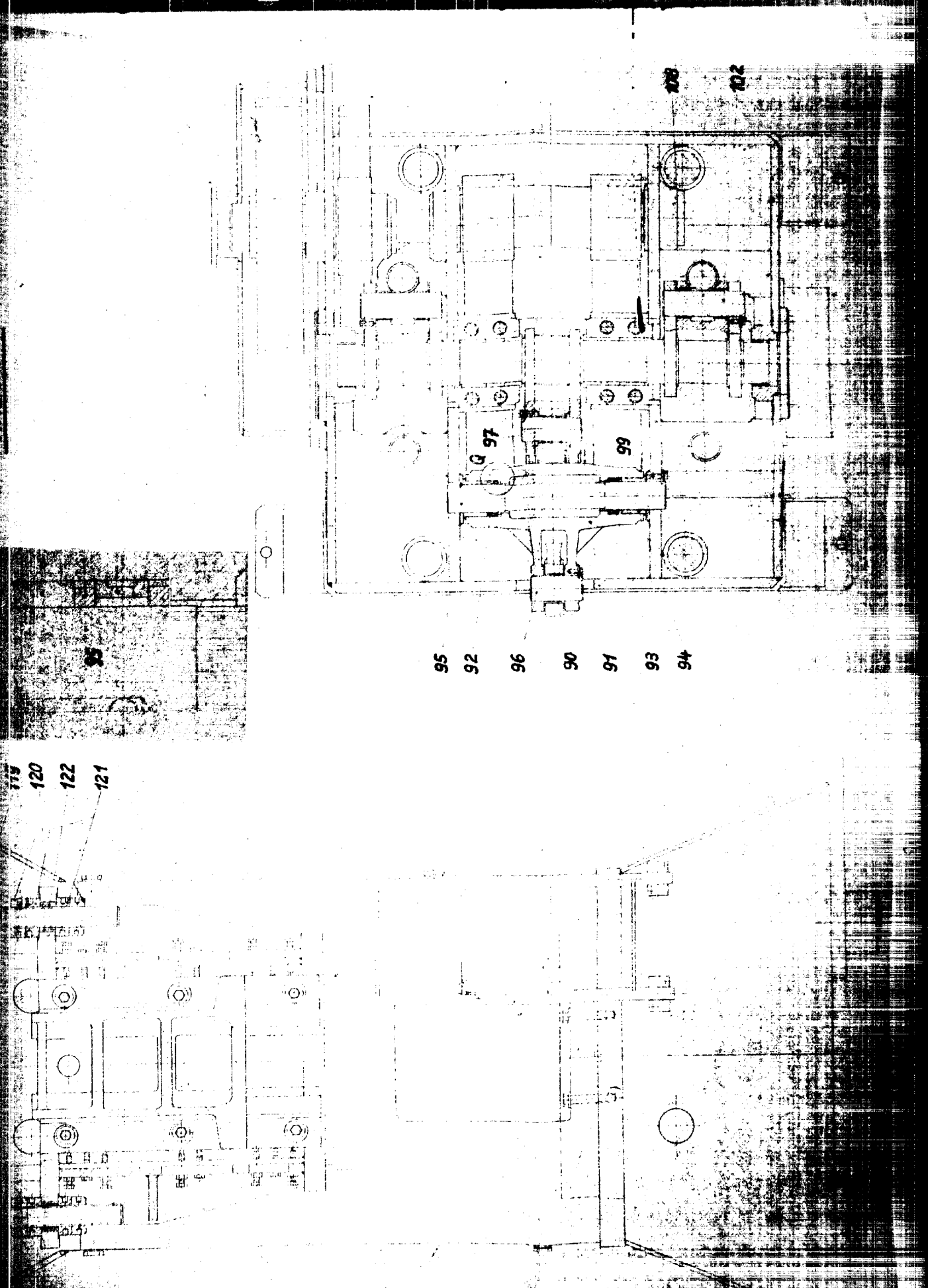
-Bl. 2-

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

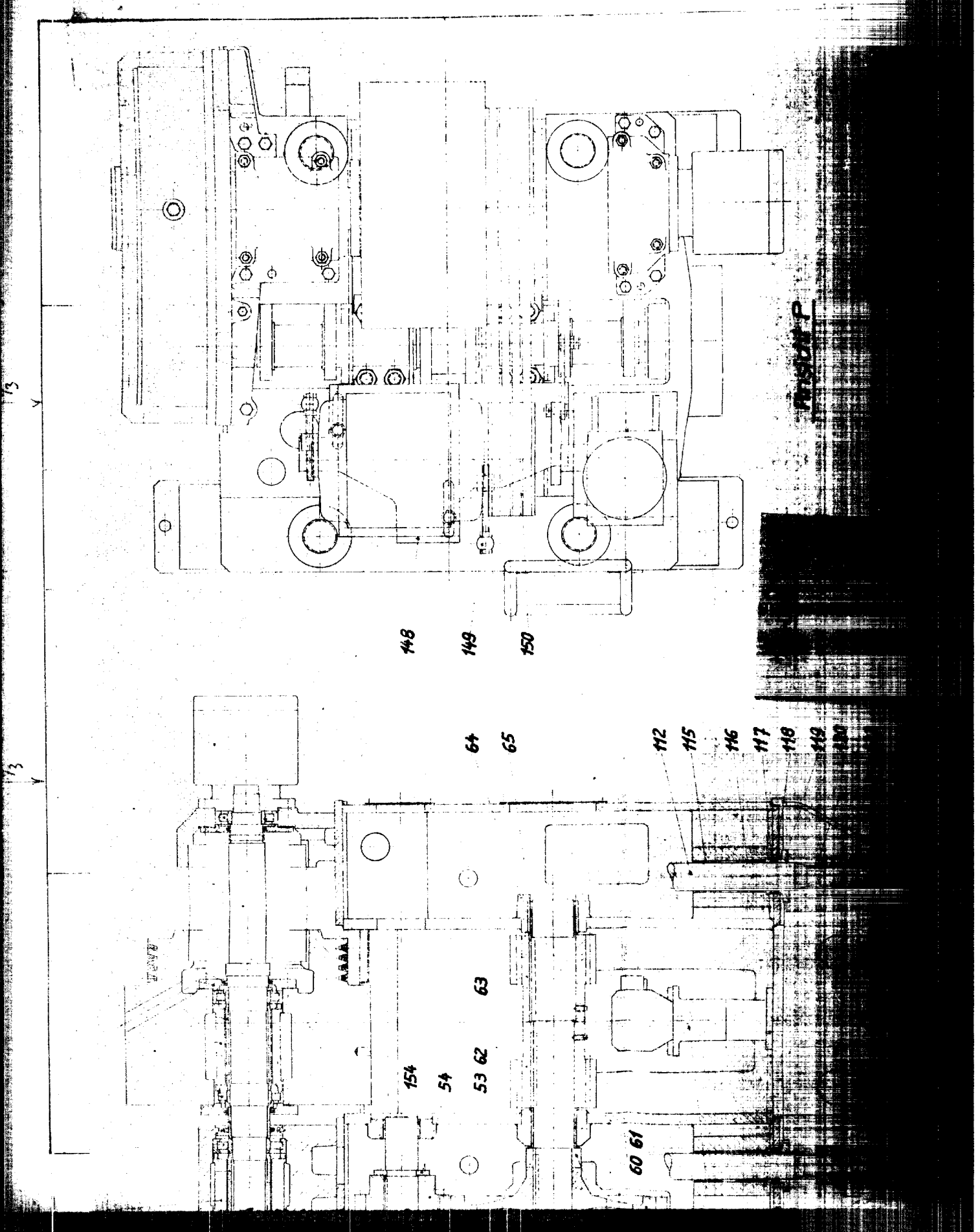
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



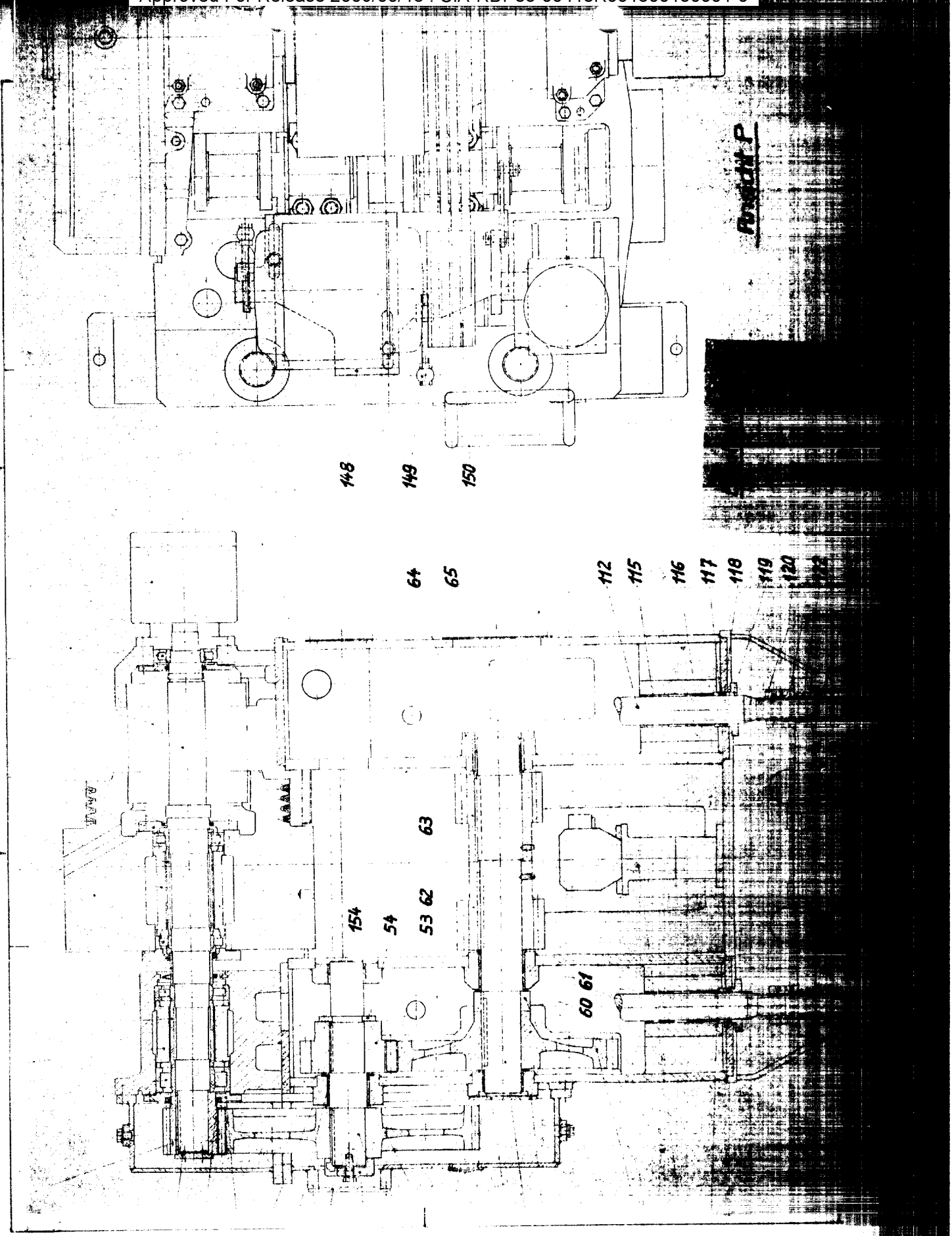
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

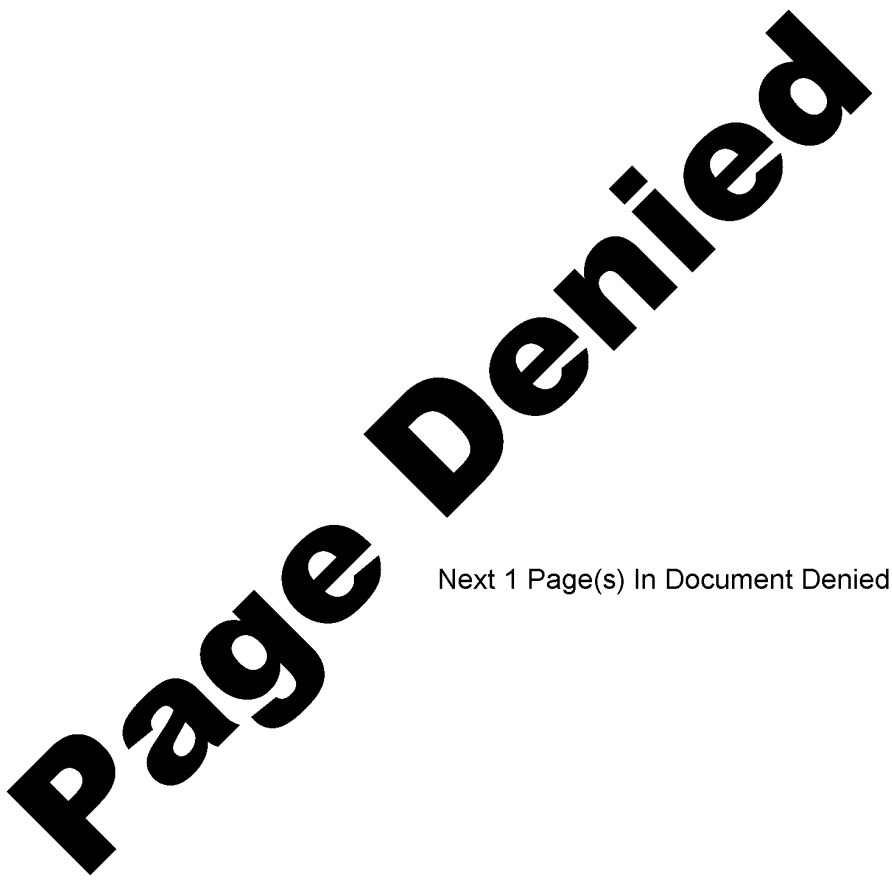
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

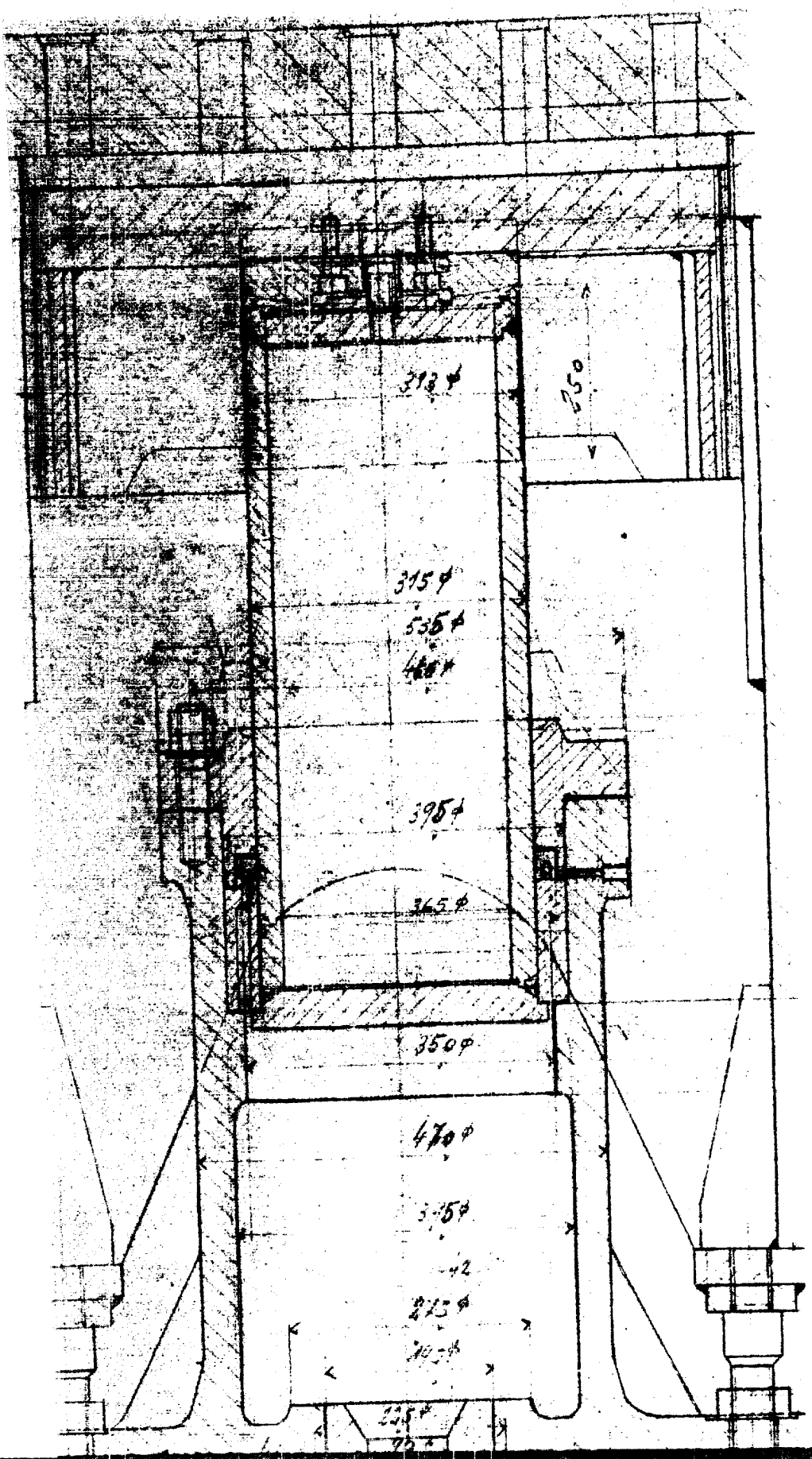
25X1



Next 1 Page(s) In Document Denied

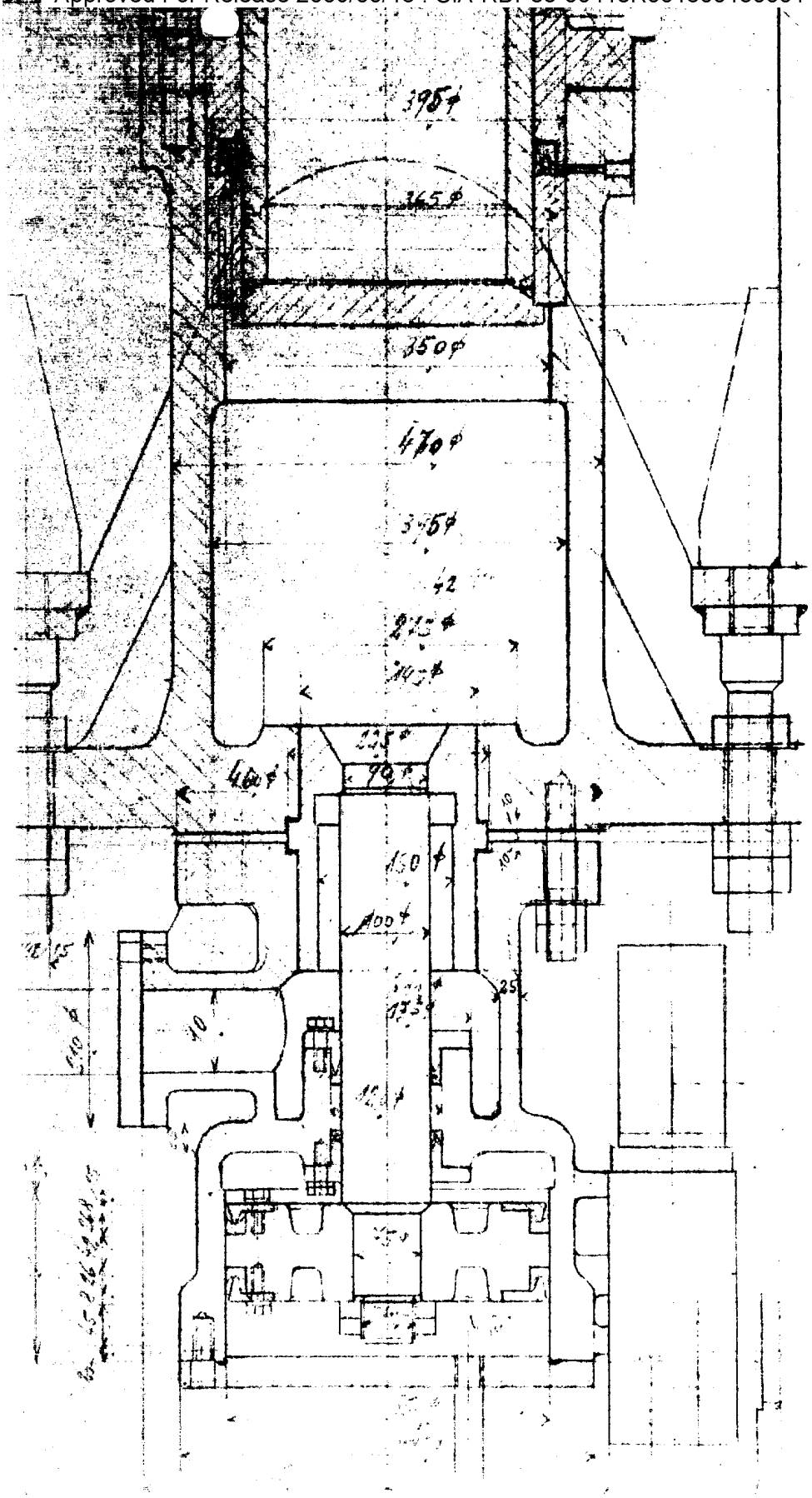
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



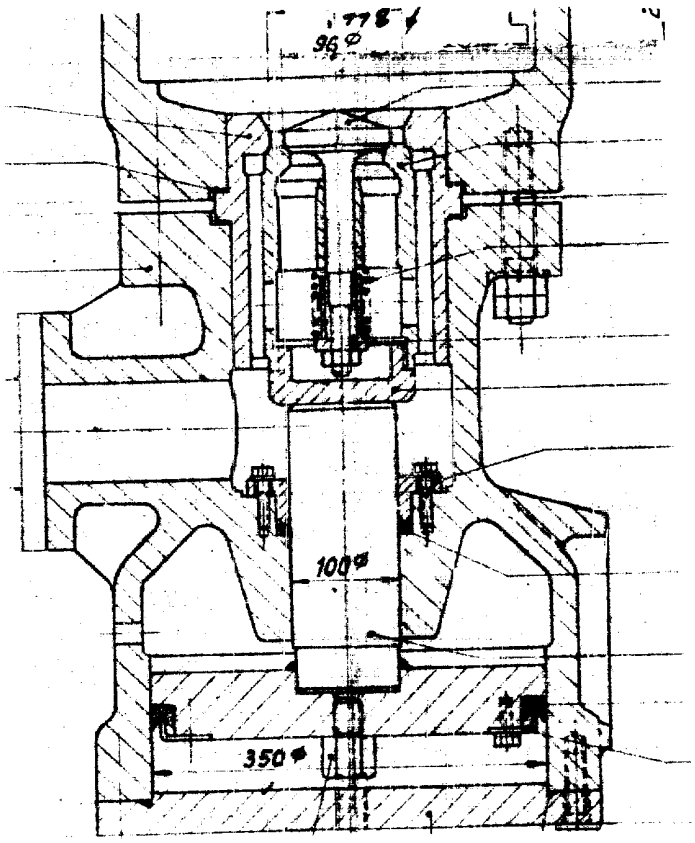
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



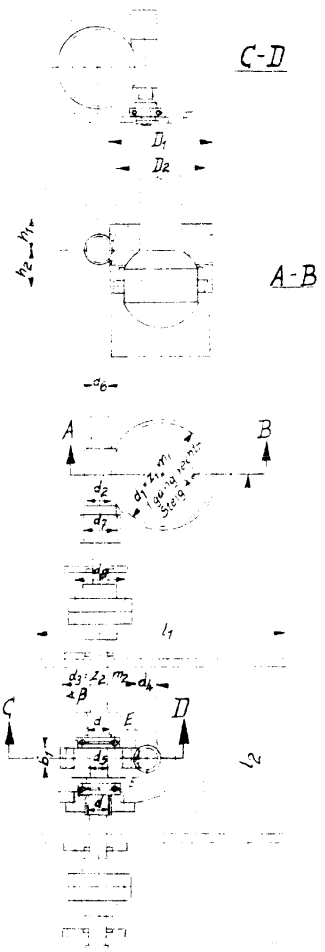
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

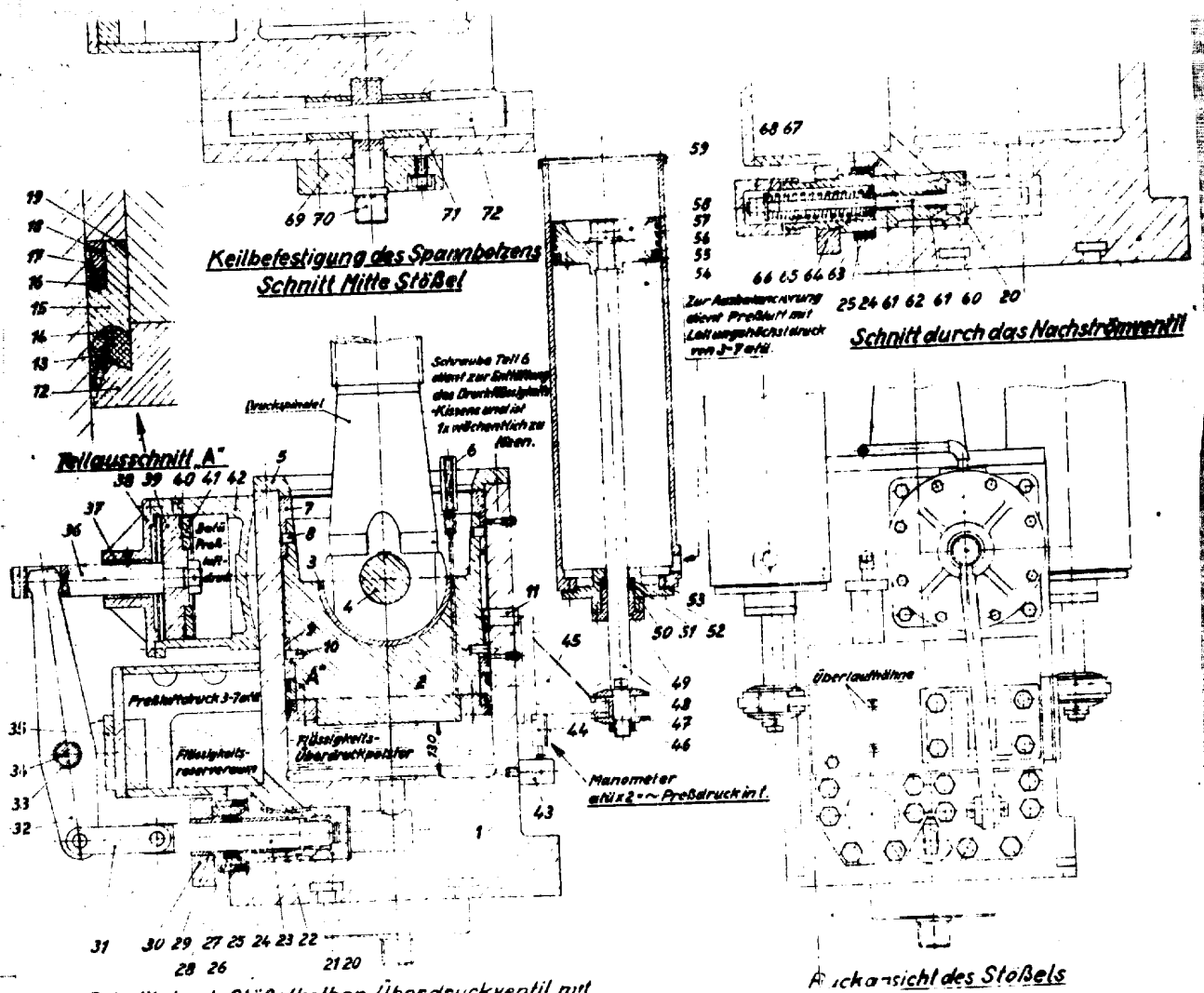


Arbeitsdruck to	160	200	250	315	400	500	630	800
l_1	510	550	600		750	790	890	
h_1	75	75	85	85	95	95	110	110
h_2	70	75	80	85	90	95	110	120
z_1 m_1	34×6	37×6	36×7	×7	36×8	41×8	36×10	
d_1	205,1	223,2	253,55		289,7	330	362,3	
β	6°	6°	6°20'		6°20'	6°20'	6°30'	
d_2	57,4	57,4	63,5		72,5	72,5	88,3	
z_2 m_2	32×5	32×5	32×6	32×6	32×7	32×7	32×8	
d_3	163,6	163,6	196,2		229,0	229,0	261,7	
β	12°	12°	12°		12°	12°	12°	
gängig	2	2	2	2	2	2	2	
d	70	70	80		90	90	70	
d_4	48,1	48,1	57,7		67,3	67,3	77,0	
d_5	80	80	90		100	100	80	
d_6	40	40	45	45	50	50	60	
d_7	70	70	80		90	90	110	
b_1	44	44	54	54	60	60	70	
E	51 114 Din 711	51 114 Din 711	51 116 Din 711	51 116 Din 711	51 118 Din 711	51 118 Din 711	51 314 Din 711	
F	6306 Din 625	6306 Din 625	6406 Din 625	6406 Din 625	6211 Din 625	6211 Din 625	6213 Din 625	
Simmerringe		70×90×13	80×100×13		80×100×13	90×110×13	70×90×13	70×90×13
Motorstärke Ps	3,4	3,4	4,8	4,8	6,8	6,8	8,8	8,8
l gesamt	544	592	576		576	656	576	
Spindelgewinde Tr	100×12	110×12	120×14	130×14	145×14	160×16	180×18	
Verstellgeschwindigk mm/s	0,502	0,472	0,566		0,566	0,569	0,73	
D_1	220	240	270		310	350	390	
D_2	190	200	220		250	280	315	
Gewicht des Stößels	2700	4700	5000			8 200	10 500	
Gewicht d Einbauteile	700	870	1 090		1950	1980	2 530	
Gesamtgewicht	3400	5 370	6 090			9580	13 030	
l_2	1148	1400	1 500		1740	1 750		
n·$d_{Schraube}$ für 1 Kuppl.	6×M10	6×M10	6×M12		6×M12	6×M16	6×M16	
d_8	110	110	140		160	160	180	

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

	800	1000	1 250	1 600	2 000
	16 000	20 000	23 600	30 000	35 500
	330	370	400	450	500
	10 280	12 950	15 100	19 100	23 600
	13 720	17 050	20 300	25 900	29 550
	14 000	17 000	20 000	26 000	30 000
	200×18	230×20	260×22	290×24	320×26
53	1°46' 9,53	1°40' 10,98	1°35' 12,43	1°34' 13,98	
5	195	222	250	285	305
4	27 250	21 581	24 468	42 350	
	27 250	37 600	50 000	75 500	
	42 753	59 181	74 468	117 850	
	42 500	60 000	75 000	118 000	
33	2430 13,4	30001	3 350 13,9	4720 14,5	
	175	200	225	250	340
	4,5		5,5	6	
	930		798	1000	
	10/41		12/44	14/41	
	412,3		522	580	
	2 075		2 875	4 070	
	1010		930	995	
8	0,218 144		0,1765 131	0,238 134	
°	10 16°		12 16°	14 16°	
	95,6		114,8	133	
	8132		7145	8145	
	261,7		315	360	
	5 100		8480	14 100	
	392		538	391	
	956		770	428	
	816°		716°	816°	
	77		66,97	77	
400	5,65 1400		4,89 1400	5,65 1400	
	311,5		353	621	
	6,118,8		6,918,8	12,18 12,2	
	96		192	193	
	224		276	147	
	24,8		55	50	
	2,01		253	139	
	0,427		0,216	0,220	
	0,02285		0,0462	0,0635	
	0,00978		0,0100	0,0140	

Formeln

Ausbalancierende Kraft $P_A = F \cdot p$ [kg] $p = 6$ kg/cm²

Getriebe beanspruchende Kraft $P = 1{,}5\,Q - P_A$ (normalisiert)

Steig.-* des Druckspindelgewindes $\mathcal{L} = \frac{h}{d_m \pi}$ $d_m = \frac{d_A + d_K}{2}$

$r_m = \frac{d_m}{2} = \frac{d_A + d_K}{4}$ $r_{m_1} = \frac{D_1 + D_2}{4}$ D_1, D_2 = Lauffläche am Deckel z. Rückzugring

$r_{m_2} = \frac{D_1'}{2} + 0{,}5 + \frac{d}{4}$ [cm], $l = \frac{2 r_{m_2} - D_1'}{2} + \frac{d}{4}$ [cm] D_1' = Kugelzylinder-ϕ.

$P' = \sum_{2}^{1} Md : r_{m_2}$

$\sigma_{b_1} = \frac{P_{z_1}}{b \cdot m} \cdot \frac{120}{l^2}$ $b = 6m$ [mm] $\sigma_{b_1} = \frac{P_{z_1} \cdot 10}{6 \cdot m^2} \cdot \frac{120}{l^2} = \frac{5 P_{z_1}}{3 \cdot m^2} \cdot \frac{120}{l^2}$ [kg/cm²]

$M_b = P' \cdot l$ [cmkg] $W = \frac{d^3 \pi}{32}$ [cm³] $\sigma_b = M_b : W$ [kg/cm²]

$P_{z_1} = \sum_{2}^{1} Md : \frac{d_{o_r}}{2}$

Umfangsgeschwindigkeit d. Hauptschnecke $V_u = \frac{d_{o_r} \pi \cdot n}{60\,1000}$ [m/s]

Drehmoment der Hauptschneckenwelle:

$Md_3 = 2 \sum_{2}^{1} Md \frac{\eta_{os}}{\eta_{or}} tg(\beta + \varrho)$ $(\varrho = 8°30' = 0{,}15 [tg])$ [cmkg]

$P_z = \frac{Md_3}{\eta_{os}}$ $\sigma_{b_2} = \frac{P_z}{b \cdot m} \cdot \frac{120}{l^2}$ $b = 4m$ [mm] $\sigma_{b_2} = \frac{P_z \cdot 10}{4 \cdot m^2} \cdot \frac{120}{l^2} = \frac{2{,}5 P_z}{m^2} \cdot \frac{120}{l^2}$

Umfangsgeschwindigkeit d. Motorschnecke $V_u = \frac{\pi \cdot 1400}{60\,1000}$ [m/s] [kg/cm²]

$Md_4 = Md_3 \frac{\eta_{os}}{\eta_{or}} tg(\beta + \varrho)$ $(\varrho = 5°43' = tg\,0{,}10)$ [cmkg]

$N_{rech.} = \frac{Md_4 \cdot n}{71\,620}$ [PS] M_{d_4} = Drehmoment an der Motorschneckenwelle; N = Motorleistung

Kennwerte d. Motor-(I.)-Getriebes des Rückzug-(II.) Getriebes:

$x = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{Md_3}{d_0 K m^2} \left(1 + \frac{V_u\,(Motor)}{2}\right)$ $\frac{2}{\pi} \cdot \frac{\sum_{2}^{1} Md}{d_0 K m^2} \left(1 + \frac{V_u\,Hauptsch.}{2}\right)$

$C = \frac{x_{Motor}}{1 + \frac{V_u}{2}}$ $C = \frac{x_{Werkstoff}}{1 + \frac{V_u}{2}}$

$\eta_1 = \frac{2 \sum_{2}^{1} Md}{Md_4 \cdot i}$ $\eta_2 = \frac{\eta_{ges}}{\eta_1}$

Gegenwirkungsgrad V_{ab} = Abfallgeschwindigkeit [m/s]

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Arbeitsdruck to	160	200	250	315	400	500	630	800	1
Stoßbelgewicht ausgeführt	3 400	5 370	6 090		8 880	9 580	13 030		
Stoßbelgewicht Q	3 550	5 300	6 300	7 500	9 [illegible]	10 600	13 200	16 000	20
Zylinder-Ø der Ausbalancierung	140	155	180	210	240	250	280	330	3
Ausbalancierende Kraft P_A	1 840	2 260	3 300	4 150	5 425	5 900	7 390	10 280	12
1,5-faches Stoßbelgewicht $-P_A$	3 460	5 690	6 150	7 100	8 075	11 050	12 410	13 720	17
Getriebe belastende Kraft P	3 550	5 600	6 300	7 100	8 000	11 200	12 500	14 000	17
Druckspindelgewinde	100×12	110×12	120×14	130×14	145×14	160×16	180×18	200×18	230
Steigungswinkel α / r_m [cm]	2°20'/4,69	2° 6'/ 5,19	2°19'/5,625	2° 5'/6,13	1°55'/ 6,88	1°56'/7,58	1°55'/8,53	1°46'/ 9,53	1°40
r_{m_1} der Rückzugdeckel	102,5	110	122,5		140	157,5	176,25	195	22
$Md_1 = P_2 \cdot tg(\alpha+\varrho) r_m$ $\mu = 0,2$ (11°20')	2 021	3 467	4 300	5 185	6 472	9 995	12 564	27 250	21
$Md_2 = P_2 \cdot \mu \cdot r_{m_1}$ $\mu = 0,2$ =	3 620	6 160	7 715		11 200	16 100	22 031	27 250	37 6
$\sum Md = Md_1 + Md_2$ [cmkg]	5 641	9 627	12 015		17 672	26 095	34 595	42 753	59
	5 600	9 500	12 500		18 000	26 500	35 500	42 500	60
Umfangskraft P' d Mitnehmerb. / /	5881/2,6	9731/2,2	11601/2,5		14101/2,6	18251/3,2	2 220/3,3	2430/3,4	300
r_{m_2} der Mitnehmerbolzenschlitze	95	97,5	107,5		127,5	145	160	175	2
Mitnehmerbolzen ausgeführt d	2,5	2,8	3	3,2	3,5	3,8	4,2	4,5	
$\sigma_b = M_b/W$ (nur 1 Bolzen gerechnet)	1000	1000	1095		873	1080	1010	930	
Modul, Zähnezahl } des Rück-	6 / 34	6 / 37	7 / 36		8 / 36	8 / 41	10 / 30	10/41	
Ø- Durchmesser } zugringes	205,1	223	253,0		289,7	330	362,3	412,3	
P_{z_1} Zahndruck pro Ring [kg]	558	825	985		1 240	1605	1970	2 075	
σ_{b1} [kg/cm²]	825	1 200	1040		1 000	1210	1020	1010	
V_{Umfang} d. Hauptschnecke / Drehzahl	0,264/188	0,264/188	0,292/188		0,333/188	0,407/188	0,407/188	0,218/144	
Modul u Steig + } der Haupt-	6 6°	6 6°	7 6°20'		8 6°	8 6°	10 6°	10 16°	
Ø- Durchmesser } schnecke	56,8	57,4	63,5		72,5	72,5	88,3	95,6	
Modul und Zähnezahl des	5/32	5/32	6/32		7/32	7/32	8/32	8/32	
Ø- Durchmesser Schneckenrades	163,6	163,6	196,2		229,0	229,0	261,7	261,7	
$Md_3 = 2 \sum Md \frac{r_{02}}{r_{01}} tg(\beta+\varrho)$ $\varrho = 8°30'$	520	1 262	1 620		2 320	3 015	4 500	5 100	
$P_z = Md_3/r_{02}$ Zahndruck [kg]	64	154	165		225	263	344	392	
σ_{b2} [kg/cm²]	397	968	717		720	841	844	956	
Modul, Steigungs + } der Motor-	5/12°	5/12°	6/12°		7/12°	7/12°	8/12°	8/6°	
Ø- Durchmesser } schnecke	48,1	48,1	57,7		67,3	67,3	77	77	
V_{Umfang} d. Motorschnecke / Drehzahl	3,52/1400	3,52/1400	4,21/1400		4,95/1400	4,95/1400	5,65/1400	5,65/1400	
$Md_4 = Md_3 \cdot \frac{r_{03}}{r_{01}} tg(\beta+\varrho)$ $\varrho = 5°43'$ [cmkg]	49	118	160		216	281	425	311,5	
$N = Md_4 \cdot n / 71620$ $N_{vorhanden}$ [PS]	0,95/3,4	2,3/3,4	3,13/5		4,22/6,8	5,5/6,8	8,3/8,8	6,1/8,8	
χ Motorgetriebe	73	184	154		134	172	221	96	
χ Rückzugringgetriebe	182	171	245		145	320	250	224	
C Motorgetriebe	26	66	49		44	57	57	24,8	
C Rückzugringgetriebe	161	150	214		124	266	208	201	
η_1 = Wirkungsgrad d. Getriebes	0,423	0,273	0,271		0,289	0,288	0,291	0,427	
η_2 = Wirkungsgrad d. Verstellung	0,059	0,057	0,0564		0,0495	0,0507	0,0503	0,02285	
η_0 = Gesamtwirkungsgrad	0,025	0,0155	0,0153		0,0143	0,0146	0,01466	0,00975	

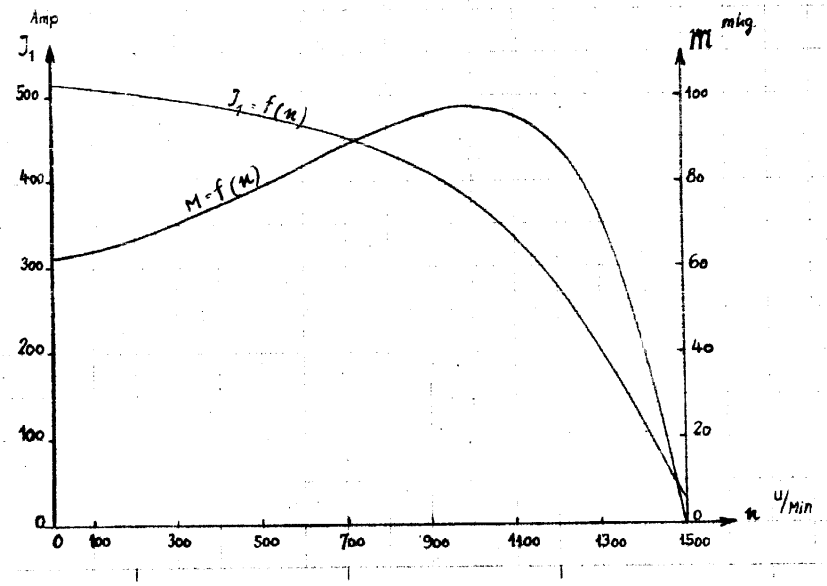
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

ED 86/4

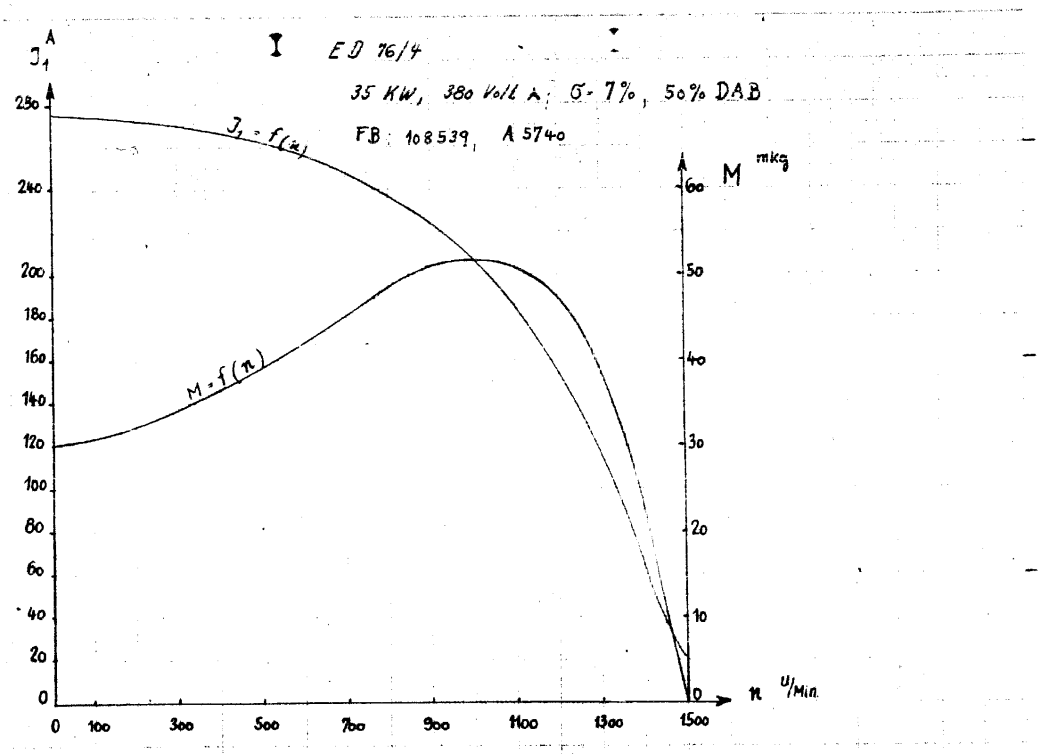
60 KW, 380 Volt λ, 50 % DAB, G = 7 %

FB: 109230, A. 5939



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



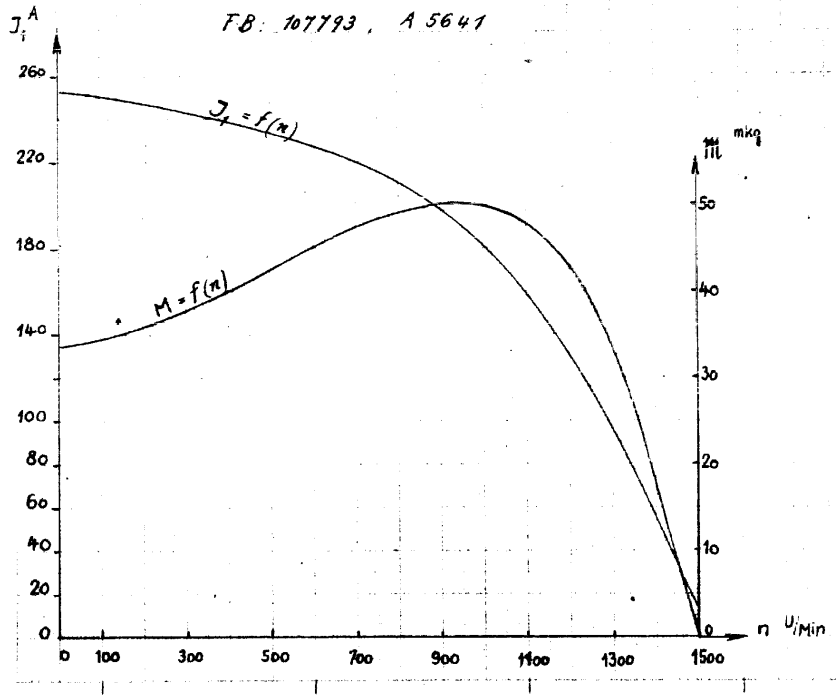
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

OD 75/4

35 KW, 380 Volt, σ = 8 %, 50 % DAB

FB: 107793, A 5641



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1

Page Denied

Next 2 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Schlupfläufer ED 86/4 - FB.Nr. 109230 A 5939

Auslegung: 60 kW 380/220 V., 50 ~ DA3 Nennschlupf 7 %

Dauerleistung: (bei konst. Gegenmoment): 50 kW 380/220 V. n = 1415 U/min

Werte auf Berechnung der Kurve Hubzahl in Fubktion der Arbeit je Hub

GD^2 = 210 kgm^2 bei n = 1500 U/min.

Zeile							
1	a	%	7,2	9	12	18	25
2	ε	%	4,2	2,4	1	1	1
3	P_{cu1}	Watt	2300	2300	2360	2200	2200
4	P_{cu2}	Watt	3200	3300	3100	3200	3050
	T_A kleinst	sec	0,64	1,48	3	6,6	13,2
6	T_A	sec	0,69	1,48	2,4	2,8	3,4
7	T_A	sec	0,4	0,6	0,8	max 1	1,1
8	E je Min.		55	28,5	15,8	7,9	4,2
9	M_{mittel}	mkg	36,2	37,4	39,5	51	60,5
10	A_{motor}	kgm	2140	3300	4600	7200	9000
11	A_{GD^2}	kgm	3960	8200	13500	20300	27600
12	A	kgm	6100	11500	18100	27500	36600
13	n_{mittel}	U/min	1415	1412	1400	1360	1305
14	Stromspitze	J_{A_1}	130	155	190	260	323
15	$\frac{A_{GD^2}}{A_{motor}}$		1,84	2,48	2,94	2,82	3,06

am 4.2.48
KmR-MS/ 18.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Schlupfläufer ED 76/4 - F.B. Nr. 108539 A 5740

Dauerleistung (bei konst. Gegenmoment)

32 kW 380/220 V Δd n= 1410 U/min.

Werte zur Berechnung der Kurve Hubzahl-Arbeit. GD^2 = 210 kgm^2 bei n= 1500

Zeile 1										
	δ a %	7	8	9	11	13	16	20	25	
2	δ e %	6	5	4	3	1	1	1	1	
3	P_{cu1} Watt	2350	2350	2330	2350	2300	2300	2160	2240	
4	P_{cu2} Watt	1810	1810	1800	1810	1780	1760	1660	1720	
5	T_a kleinst sec	0,36	1,08	1,82	3,1	4,7	7,2	12	18	
6	T_a sec	0,37	1,1	1,8	1,9	4,3	5,2	5,3	6,3	
7	T_e sec	0,4	0,6	0,8	0,8	0,9	1	1	1	
8	H je Min	79	35	23	23	10,7	7,3	4,8	3,1	
9	H_{mittel} kg	[redacted]								
10	A_{motor} kgm	1320	2000	2700	2700	3000	3400	3800	4100	
11	A_{GD^2} kgm	1250	3750	5900	9900	14500	18200	22500	27600	
12	$\frac{A}{2}$ kgm	2570	5750	6600	12500	17500	21600	26300	31700	
13	n_{mittel} U/min	1400	1400	1400	1390	1325	1380	1350	1310	
14	J_{max} Amp Strompitze	72	79	86	101	114	132,5	154,5	177	
15	$\frac{A_{GD^2}}{A_{motor}}$	0,95	1,88	2,18	3,66	4,84	5,35	5,92	6,73	

am 4.2.44

K mB-MB/pi

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Zusammenstellung der Formeln und Zeichen für Motor ED 76/4

Zeile 1: σ_a : größter Schlupf nach Arbeitsperiode)
" 2: σ_e ; kleinster " vor ")
" 3: P_{cu1} in Watt: Verluste i. Ständer f. ED 76/4 etwa 1800 Watt
" 4: P_{cu1} " " " i. Läufer f. " " 2350 "
" 5: $T_{a\ kleinst}$ in sec: kleinst zulässige Aufladezeit, bei der die mittleren Verluste nach Zeile 3 und 4 nicht überschritten werden.

Zeile 1 - 5 hängen nach folgender Formel miteinander zusammen:

$$P_{cu2} = \frac{GD^2 \cdot n_o^2 \,(\sigma_a^2 - \sigma_e^2)}{730 \cdot T_{a\ kleinst}} \quad ; \quad \text{für ED 76/4:} \quad T_{a\ kleinst} = \frac{210 \cdot 1500^2 \,(\sigma_a^2 - \sigma_e^2)}{730 \cdot 10^4 \cdot P_{cu2}} \quad (\sigma \text{ in \%})$$

$$P_{cu1} = P_{cu2} \cdot \frac{R_1}{R_2} \quad ; \quad \text{für ED 76/4:} \quad P_{cu1} = 0{,}77 \cdot P_{cu2}$$

Zeile 6: T_a in sec ist die tatsächliche Zeit, die der Motor [illegible] zum Laden mit dem mittleren Moment M_{mittel} benötigt.

$$T_a = \frac{GD^2 \cdot (\sigma_a - \sigma_e) \cdot n_o}{375 \cdot M_{mittel}} \quad ; \quad \text{für ED 76/4:} \quad T_a = \frac{210 \cdot 1500\,(\sigma_a - \sigma_e)}{375 \cdot M_{mittel}} \quad (\sigma \text{ in \%})$$

Zeile 7: T_e in sec: Arbeitszeit angenähert geschätzt
" 8: H in Hüben je Minute. Diese ergibt sich aus:

$$H = \frac{60}{T_{a\ kleinst} + T_e}$$

Zeile 9: Mittleres Moment M_{mittel} wird aus Drehzahl - Momentenkurve des Motors entnommen.

Zeile 10: Die vom Motor während der Zeit T_e geleistete Arbeit A_{motor}:

$$A_{motor} = \frac{M_{mittel} \cdot n_{mittel} \cdot T_e}{9{,}973 \cdot 10} \quad \text{in kgm}$$

Zeile 11: Die von der Schwungmasse während der Zeit T_e bei der Entladung von σ_a bis σ_e geleistete Arbeit

$$A_{GD^2} = GD^2 \cdot n_o^2 \left\{ (1 - \sigma_e)^2 - (1 - \sigma_a)^2 \right\}$$

Zeile 12: Drehzahl n_{mittel} bei einem mittleren Schlupf $\frac{\sigma_a + \sigma_e}{2}$

$\eta = \frac{A}{A_{mot.} + A_{GD^2}}$ - [illegible]

b.w.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Abschrift

Schlupfläufer OD 75/4 - FB.Nr. 107793 A 5641

Auslegung: 35 KW 380 V. dreieck Nennschlupf 8 %

Dauerleistung: bei konst. Gegenmoment: 30 kW 380 V. n = 1440/U/min.

GD^2 = 210 kgm^2 n = 1500 U/min.

Zeile								
1	ζ_a	%	8,8	10,8	13	15	22	28
2	ζ_e	%	6,8	4,4	2,5	1	1	1
3	P_{cu1}	Watt	1460	1410	1430	1400	1370	1350
4	P_{cu2}	Watt	2700	2600	2650	2600	2540	2500
5	T_a kleinst	sec	0,74	2,42	3,96	5,6	12,3	20,2
6	T_a	sec	0,74	2,42	3,96	5,3	6,6	7,5
7	T_e	sec	0,4	0,6	0,7	0,8	1	1,1
8	H	je Min.	52	19,8	12,6	12,8	9,4	2,8
9	M_{mittel}	mkg	22,0	22,1	22,3	22,5	26,7	30,5
10	A_{motor}	kgm	1300	1910	2240	2500	3 530	4500
11	A_{GD^2}	kgm	2640	7940	12900	17200	24400	30400
12	$\frac{A}{\zeta}$	kgm	3940	9850	15140	19700	27984	34900
13	n_{mittel}	U/min.	1382	1350	1395	1370	1340	1290
14	$J_{1\ max.}$	Stromspitze Amp.	68	81	93	105	139	168

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1

Page Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Abschrift

Zur Berechnung von Arbeits-Hubzahlkurven bei Schwungradantrieben

Die von einer Presse abgebbare Leistung ist außer von den mechan. Abmessungen der Presse selbst sehr wesentlich durch die zulässige Erwärmung des Antriebsmotors bestimmt. Solange nicht jeder Hub ein nutzbarer Hub ist, ist bei kleiner Arbeit je Hub eine Steigerung der Hubzahl möglich, während bei großer Arbeitsentnahme je Hub die Hubzahl mit Rücksicht auf die Erwärmung des Motors wesentlich herabgesetzt werden muß. Die Kurve Hubzahl in Funktion der Arbeit je Hub ist daher ein wichtiges Hilfsmittel zur Bestimmung des für eine vorliegende Arbeit möglichen max. Arbeitstempos. Die Vielzahl der Einflüsse lassen eine allgemeine Lösung nicht zu. Wir haben daher in den Beilagen, jeweils für eine bestimmte Type in Tabellenform, die zur Berechnung der Kurve notwendigen Zwischenwerte und die dazu notwendigen Formeln zusammengestellt. Interessehalber geben wir im folgenden noch eine kurze Erklärung des Berechnungsganges.

Wird der Presse bei H Hüben je Minute eine Arbeit von $\frac{A}{7}$ kgm je Hub entnommen, so stellt sich ein Gleichgewichtszustand ein, bei dem der Motor zwischen Schlupf s_a und s_e pendelt. Die kleinste zulässige Aufladezeit T_a kleinst ist dadurch gegeben, daß die Verluste im Motor die für die Erwärmungsgrenze zulässigen nicht überschreiten dürfen. Außerdem muß das mittlere Moment des Motors M_{mittel} imstande sein, den Motor zu einer Zeit $T_a = T_a$ kleinst von der Drehzahl $n_0 (1 - e_a)$ auf die Drehzahl $n_0 (1-e_e)$ zu beschleunigen. Andererseits muß die Leistungsabgabe des Schwungrades zwischen e_a und e_e zusätzlich abgegebener Motorleistung, den Arbeitsverbrauch $\frac{A}{7}$ decken.

Da es sich um eine Massenbeschleunigung (angenähert) handelt, sind die Verluste im Läufer bezw. im Ständer gegeben nur durch:

$$P_{cu2} = \frac{GD^2 \cdot n_0^2}{730 \cdot T_a} \left(s_a^2 - s_e^2 \right) \text{ bezw. } P_{cu1\,2} \; \frac{R_1}{R_2}$$

Diese Verluste liegen für jede Type für die zulässige Erwärmungsgrenze auf Grund von Erwärmungsproben fest. Während der Arbeitsperiode T_e gibt das Schwungrad die Arbeit

$$A_{GD^2} = \frac{GD^2 \cdot n_0^2}{7230} \cdot \left((1 - e_e)^2 - (1 - e_a)^2 \right)$$

der Motor angenähert die Arbeit

$$A_{mot} = \frac{M_{mittel} \cdot n_{mittel} \cdot T_e}{9{,}73} \quad \text{in kgm ab.}$$

Die Summe dieser beiden ergibt die für die Verformung (einschließlich

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

a) P auf 65er Stegblech (Normalausführung)

errechnet nach Durchfederung von 0,15 mm

= 430000 kg

Sicherheitsgrad nach Tetmayer

= 5.9

Druckspannung σ = 415 kgcm^2

Hierdurch ist nachgewiesen, daß die vorgeschlagene Ausführungs-Änderung zulässig ist.

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

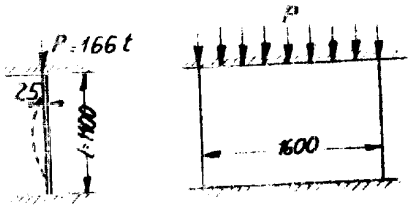
4.) Selbst bei dem in Wirklichkeit völlig unmöglich auftretenden Belastungsfall, daß der horizontale Querschnitt des 25 mm starken Stegbleches auf Druck beansprucht würde, unter Vernachlässigung der Querschnitte der oberen und unteren Gurtbleche und der Versteifungsrippen, beträgt die Druckspannung in dem 25 mm Stegblech auf Grund der Durchfederung nur

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{166000}{160 \cdot 2{,}5} = 415 \text{ kgcm}^2$$

(P errechnet nach der Durchfederung von o,15 mm)

5.) Soll der Querschnitt des 25er Stegbleches auf Knickung berechnet werden, muß folgender, jedoch keinesfalls auftretender Belastungsfall angenommen werden.

" Eingespannte, in der Achse geführte Stegenden "



a) P auf 25er Stegblech =
errechnet nach Durchfederung von o,15 mm

$$= \frac{384 \cdot E \cdot J \cdot f}{5 \cdot l^3} = 166000 \text{ kg}$$

Sicherheitsgrad nach Tetmayer

$$= \frac{F \cdot K}{P} (1 - a\lambda) = 3{,}2$$

Druckspannung $\sigma = 415 \text{ kgcm}^2$

---

b) P auf 4oer Stegblech =
errechnet nach Durchfederung von o,15 mm
= 265000 kg
Sicherheitsgrad nach Tetmayer
= 4,9
Druckspannung $\sigma = 415 \text{ kgcm}^2$

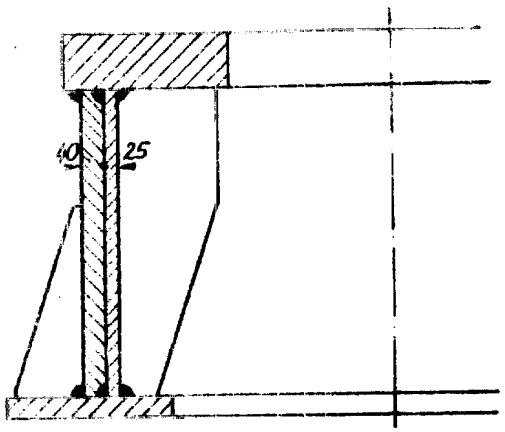
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Normalausführung und Berechnung des Tisch-Querschnittes nach Blatt 2 der Gesamt-Berechnung.

Ausführungs-Änderung des Tisch-Querschnittes infolge Material-Disposition:

Stegbleche je Seite zweiteilig aus je einem Blech von 40 u. 25 mm Dicke.



Nachweis über die Zulässigkeit der Änderung:

1.) Das Trägheitsmoment und das Widerstandsmoment sind gleich der Normalausführung, folglich sind auch die Beanspruchung und Durchfederung die gleichen,

und zwar: $\sigma_{b2} = 565$ kgcm^2 (zulässig = 1000 kgcm^2)

$f = 0{,}15$ mm

2.) Auf Knickung wird der Querschnitt nicht beansprucht, da der Pressentisch als

" Träger auf zwei Stützen "

mit gefährdetem Querschnitt in der Mitte zu betrachten ist.

3.) Eine seitliche Ausbauchung der Stegbleche kann bei der geringen Durchfederung des Tisches von 0,15 mm nicht eintreten, so daß eine Verbindung der beiden Stegbleche durch Schweißung, Nietung oder Schraubung nicht erforderlich ist.
Die Stegbleche werden, wie die Normalausführung, nur mit dem oberen und unteren Gurtblech verschweißt.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

V e r h ä l t n i s zwischen Z i e h t i e f e und

a = Ziehstößelhub
b = Blechhalterhub
c = Lichte Höhe zwischen Tisch u. Ziehstößel max.
d = Lichte Höhe zwischen Tisch u. Blechhalter max.
e = Verhältnis zwischen max. Blechhalterdruck u. max. Ziehstößel-Druck.

I. 1 Punkt - Ziehpressen

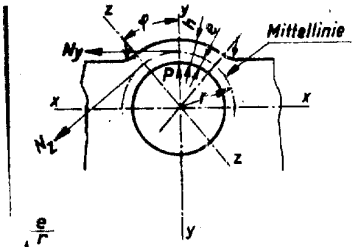
	VDW	Clearing	Hilo	Pels
a	2,24	2,1	2,12	2,12
b	1,6	1,4	1,4	1,32
c	-	5	5,3	5
d	-	4	4	4
e	-	1 : 1,5	-315 t 1:1,25 ab 400 t 1:1,5	1 : 1,5

II. 2.-4. Punkt - Ziehpressen

a	2,24	2,1	2,12	2,12
b	1,6	1,4	1,45	1,32
c	-	6,5	7	6,3
d	-	5,6	6	5,3
e	-	1 : 1,5	1 : 1	1 : 1

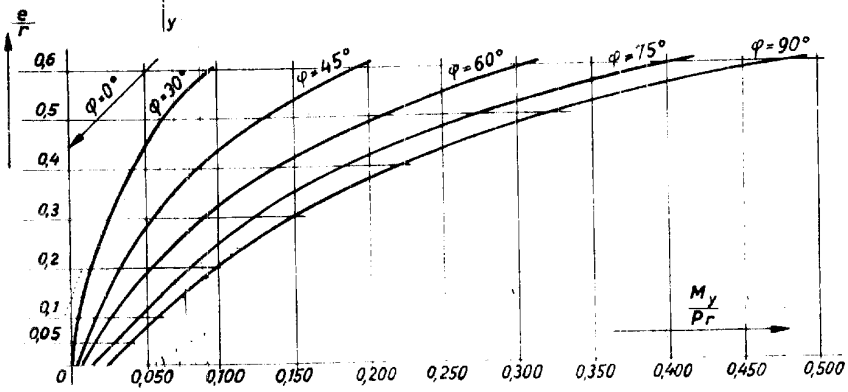
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

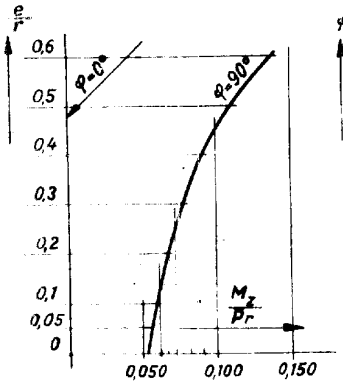
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

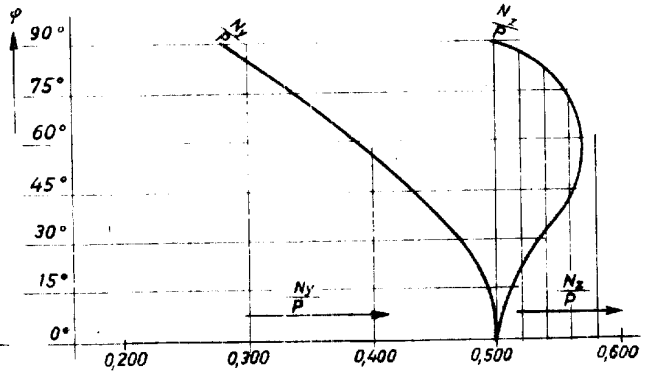


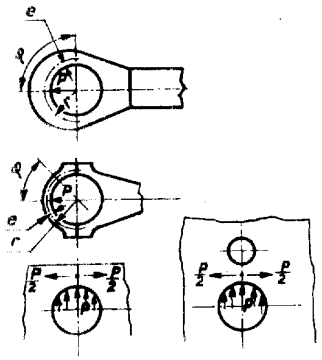
$$\sigma_a = \frac{N}{F} + \frac{M}{W}\left(1 - \frac{0{,}23}{\frac{r}{h}}\right)$$

$$\sigma_i = \frac{N}{F} - \frac{M}{W}\left(1 + \frac{0{,}25}{\frac{r}{h} - 0{,}43}\right)$$









Beispiele

1) **Zugstange**
   $\varphi = 90°$; $\frac{e}{r} = 0{,}25$
   $M_y = 0{,}125\ Pr$; $N_y = 0{,}280\ P$
   $M_z = 0{,}070\ Pr$; $N_z = 0{,}5\ P$

2) **Exzenterbügel**
   $\varphi = 40°$; $\frac{e}{r} = 0{,}2$
   $M_y = 0{,}026\ Pr$; $N_y = 0{,}446\ P$

3) **Ständerblech**
   $\varphi = 0$
   $M_y = M_z = 0$
   $N_y = N_z = \frac{P}{2}$

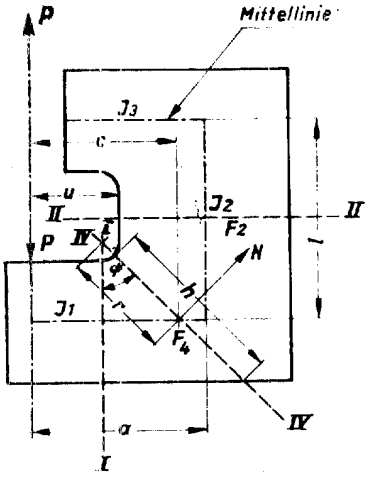
Zeichenerklärung

σ_a, σ_i	Randspannungen
P	wirksame Kraft
N, N_y, N_z	Normalkräfte *)
M, M_y, M_z	Biegemomente *)
W	Widerstandsmoment
F	Querschnittsfläche
r	mittl. Halbmesser
h	Querschnittshöhe
e	Schwerpunktsabstand

*) in den Schnitten: beliebig, y-y, z-z

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Querschnitt I-I. $\sigma_{min}^{max} = \pm \frac{M_1}{W_1}$

Querschnitt II II. $\sigma_{min}^{max} = \pm \frac{M_2}{W_2} + \frac{P}{F_2}$

Querschnitt IV-IV.

$$\sigma_{max} = \frac{N}{F_4} + \frac{Pc}{W_4}\left(1 + \frac{0,25}{\frac{r}{h} - 0,43}\right)$$

$$\sigma_{min} = \frac{N}{F_4} - \frac{Pc}{W_4}\left(1 - \frac{0,23}{\frac{r}{h}}\right)$$

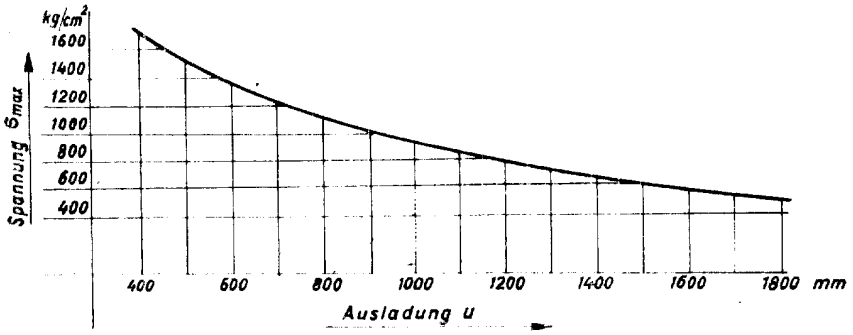
Federung (näherungsweise)

$$f = \frac{Pa^2}{E}\left[\frac{a}{3}\left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_3}\right) + \frac{l}{J_2}\right] + \frac{Pl}{EF_2}$$

Zeichenerklärung

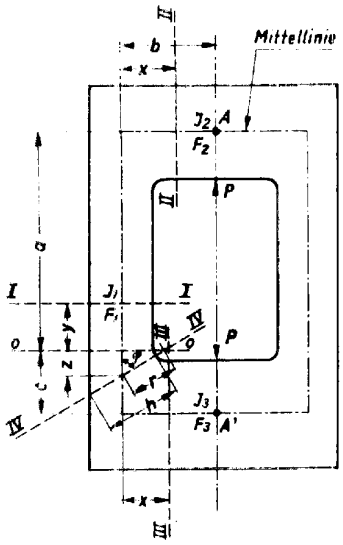
P = wirksame Kraft	kg	F_2, F_4 = Querschnittsflächen	cm^2
N = Normalkraft = $P \sin \varphi$	kg	f = Federung	cm
$\sigma_{max}, \sigma_{min}$ = Normalspannungen	kg/cm^2	r = mittlerer Krümmungsradius	cm
E = Elastizitätsmaß	kg/cm^2	h = Querschnittshöhe	cm
M_1, M_2 = biegende Momente	kg/cm	a, c, l = Längen	cm
J_1, J_2, J_3 = mittlere Trägheitsmomente	cm^4	φ = Neigungswinkel	°
W_1, W_2, W_4 = Widerstandsmomente	cm^3		

Richtwerte für σ_{max} in den Querschnitten I-I u II-II



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Moment im Querschnitt I-I : $M_1 = Hy + M_0$

" " " II-II : $M_2 = Ha + M_0 - \frac{P}{2}x$

" " " III-III : $M_3 = Hc - M_0 + \frac{P}{2}x$

" " " IV-IV : $M_4 = Hz - M_0$

$$M_0 = -\frac{b^2 P}{2(a\frac{J_2}{J_1} + 4b)} \quad ; \quad H = -\frac{3M_0}{a}$$

In der linken Hälfte der Abbildung drehen positive Momente im Uhrzeigersinn, negative entgegen dem Uhrzeigersinn.

Spannungen

Querschnitt I-I: $\sigma^{max}_{min} = \pm \frac{M_1}{W_1} + \frac{P}{2F_1}$

Querschnitt II-II: $\sigma^{max}_{min} = \pm \frac{M_2}{W_2}$

Querschnitt III-III: $\sigma^{max}_{min} = \pm \frac{M_3}{W_3}$

Querschnitt IV-IV: $\sigma^{max} = \frac{N}{F_4} + \frac{M_4}{W_4}\left(1 + \frac{0{,}25}{\frac{r}{h} - 0{,}43}\right)$

$\sigma_{min} = \frac{N}{F_4} - \frac{M_4}{W_4}\left(1 - \frac{0{,}23}{\frac{r}{h}}\right)$

Längenänderung Δl der Achse A-A'

1) durch Zug: $\Delta l_1 = \frac{P(a+c)}{2EF_1}$

2) " Biegung oben: $f_1 = \frac{b^2}{2EJ_2}\left(2M_0 + \frac{Pb}{3}\right)$

3) " " unten: $f_2 = \frac{b^2}{2EJ_3}\left[-\left(\frac{3c}{a}+1\right)M_0 + \frac{Pb}{3}\right]$

4) " Schub oben: $f_3 = 0{,}6\,\frac{bP}{GF_2}$

5) " " unten: $f_4 = 0{,}6\,\frac{bP}{GF_3}$

Gesamtverlängerung: $\Delta l = \Delta l_1 + f_1 + f_2 + f_3 + f_4$

Zeichenerklärung

P = wirksame Kraft	kg	a, b, c, x, y, z, Längen	cm
N = Normalkraft $= \frac{P}{2}\sin\varphi - H\cos\varphi$	kg	$\Delta l_1, \Delta l_f$ = Längenänderungen	cm
$\sigma_{max}, \sigma_{min}$ = Normalspannungen	kg/cm²	f_1 bis f_4 = Durchbiegungen	cm
M_0 = Einspannmoment (Hilfsgrößen)	cm kg	F_1 bis F_4 = Querschnitte	cm²
H = Horizontalschub (Hilfsgrößen)	kg	E = Elastizitätsmaß	kg/cm²
M_1 bis M_4 = Biegemomente	cm kg	G = Gleitmaß	kg/cm²
J_1, J_2, J_3 = mittlere Trägheitsmomente	cm⁴	φ = Neigungswinkel	/
W_1 bis W_4 = Widerstandsmomente	cm³	r = Krümmungsradius	cm
		h = Querschnittshöhe	cm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Schlupfläufermotor für Doppelständer-Kurbelpresse DU 630.

Technische Angaben der Fa. Pels, Erfurt.

Preßdruck: P_{A_H} (Hauptpresse) = 630 to; Seitenpresse P_{A_S} = 200 t.

Wirkungsgrad d. Presse: η_A = 0,75

Schwungmoment: GD^2 = 2900 kgm², bezogen auf 500 Upm

$GD^2 = 2900 \left(\frac{500}{1500}\right)^2$ = 322 mkg, bezogen auf 1500 Upm

Hubzahl: Z = 12 min.

Hubdauer: $t = \frac{60}{Z} = \frac{60}{12}$ = 5 sec.

Schnittdauer (Dauer u. Arbeitsperiode): t_a = 0,42 sec.

Ausnutzungsfaktor d. Hubzahl: η_H = 0,5

Gesamthubhöhe: h_{tot_H} = 450 mm

Wirksame Hubhöhe: h_{w_H} = 50 mm

Aus diesen Daten ergibt sich:

Schnittarbeit $A_A = \frac{P_{A_H} \cdot hw_H}{A} = \frac{630000 \cdot 0,03}{0,75}$ = 25200 kgm

Mittlere Schnittleistg.: $N_A = \frac{A_A}{t_a \cdot 102} = \frac{25200}{0,42 \cdot 102}$ = 590 kW

Hubdauer: t = 5 sec.

Leerlaufzeit während eines Hubes: $t_p = t - t_a = 5 - 0,42$ = 4,58 sec

Mittlere Spieldauer: $t' = \frac{t}{\eta_H} = \frac{5}{0,5}$ = 10 sec

Aufladezeit: $t_p' = t' - t_a = 10 - 0,42$ = 9,58 sec.

Das Verhältnis $A_A / A_{s0} = \frac{25200}{102200}$ = 0,25, also sehr niedrig, das Schwungmassen-Arbeitsvermögen relativ hoch. Das ergibt eine relativ lange Hochlaufzeit t_H, deren größter Wert durch t_p' begrenzt ist. Für die Berechnung soll deshalb ein Knapp unter diesem Wert liegender und zwar $t_H = t_p'$ = 9 sec. angenommen werden. Der vorläufige Wert für die niedrigste Drehzahl ist daher:

$$n_a = n_o \sqrt{1 - \frac{A_A}{A_{s0}\left(\frac{t_a}{t_H} + 1\right)}} = 500 \cdot \sqrt{1 - \frac{25,2}{101\left(\frac{0,42}{9} + 1\right)}} = 440$$

Der Höchstschlupf beträgt somit rd. 12 %. Die niedrigste Motordrehzahl ist daher 1320 Upm.

Gesamtarbeitsvermögen der Schwungmassen: $A_{s0} = \frac{GD^2}{7130} \cdot n^2 = \frac{2900}{7130} \cdot 500^2 = 102200$ kgm.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Damit ergibt sich die Schwungradarbeit im Stich mit

$$A_s = \frac{GD^2}{7130} (n_o^2 - n_a^2) = \frac{2900}{7130} (500^2 - 440^2)$$

$$= 0{,}406 \; (250000 - 194000) = 22700 \text{ mkg}$$

Daraus die Schwungradleistung mit

$$N_s = \frac{A_s}{102 \cdot t_a} = \frac{22700}{102 \cdot 0{,}42} = 530 \text{ kW}$$

und die Arbeitsleistung des Motors während der Zeit t_a

$$N_{Ma} = N_A - N_s = 590 - 530 = 60 \text{ kW}$$

Die Aufladeleistung des Schwungrades ergibt sich mit

$$N_{MS} = \frac{A_s}{102 \cdot t_H} = \frac{22700}{102 \cdot 9} = 24{,}6 \text{ kW}$$

und die Leistung des Motors inbezug auf Erwärmung mit

$$N_D = \sqrt{\frac{N_{Ma}^2 \cdot t_a + N_{MS}^2 \cdot t_H}{t_a + t_H}} = \sqrt{\frac{60^2 \cdot 0{,}42 + 24{,}6^2 \cdot 9{,}0}{9{,}042}}$$

$$= \sqrt{\frac{1500 + 5450}{9{,}042}} = 26{,}8 \text{ kW}$$

Der Dauerleistungswert des Motors beträgt somit

$$26{,}8 \sqrt{\frac{9{,}042}{10}} = 25{,}4 \text{ kW}$$

Als Aussetzleistung, bezogen auf ED = 50 %, kommt daher der Wert

$$N_D \cdot \sqrt{\frac{100}{50}} = 25{,}4 \cdot 1{,}42 = 36 \text{ kW infrage}$$

Gewählt wird daher das Typen Muster D 76- 4 mit folgenden Daten:

N = 40 kW = 55 PS bei 50 % ED

n_o = 1500 Upm	n = 1330 Upm	n_k = 878 Upm
M_a = 50,7 mkg	M_n = 29,2 mkg	M_k = 66 mkg
	s_n = 11,2 %	s_k = 41,5 %

Der tatsächliche Hochlaufzeitwert ergibt sich aus der Kurve des Motors mit einem Hochlaufmoment = $\frac{M_{ma}}{2} = M_H$ = 14,5 mkg

mit $t_H = \frac{GD^2 (n_o' - n_a)}{375 \; M_H} = \frac{322 \; (1480 - 1320)}{375 \cdot 14{,}5} = 9{,}18$ sec

wobei $n_o' = n_o - (1 - 0{,}1 \, sa)$ bedeutet.

Aus Ausnutzungsfaktor inbezug auf die Motor-Erwärmung erhält man

$$w = \frac{\sqrt{\frac{M_{MA}^2}{3} \cdot \frac{t_a + t_H}{t'} \cdot \frac{100}{ED \; \%}}}{M_n} = \frac{\sqrt{\frac{29^2}{3} \cdot \frac{0{,}42 + 9{,}18}{10} \cdot \frac{100}{50}}}{29{,}2}$$

$$= \sqrt{\frac{280 \cdot 0{,}96 \cdot 2}{29{,}2}} = \frac{23{,}2}{29{,}2} = 0{,}8$$

Der Motor erreicht bei dem Betrieb seine zulässige Temperatur also nicht u. ist deshalb mechanisch u. erwärmungstechnisch ausreichend bemessen.

Niedersedlitz 10.2.48.

gez. Sachsenwerk

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Beispiel für 100 t Presse:

$$A_E = y \cdot x^x = \frac{2}{100000} \cdot 100000^{3/2} = \frac{2}{100000} \cdot 3150000 = 630 \text{ kg}$$

Die Stößelspielzahlen und die Hubgrößen sind Erfahrungswerte aus bisherigen Ausführungen. Auch diese Leistungsdaten folgen einer bestimmten Gesetzmäßigkeit, wenn man sie entsprechend korrigiert.

Ergebnis: Das soeben erläuterte Verfahren einer Typung nach Normzahl-Reihen und die Umrechnung von Abmessungen und Leistungsdaten mittels Faktorenrechnung ist auf alle Maschinenarten in irgend einer Form übertragbar.

Die Entwicklung einer Standardreihe für eine bestimmte Maschinenart erfordert naturgemäß mehr konstruktive Überlegung und fertigungstechnische Erwägungen, als der Entwurf einer Einzelmaschine der gleichen Maschinenart. Andererseits ist aber das Ergebnis einer solchen, nach wissenschaftlichen Gesichtspunkten durchdachten Konstruktion wertvoller, da sie folgerichtig aufgebaut ist, eine zweckmäßige Größenabstufung vorsieht und infolge der Gleichartigkeit der verwendeten Bauelemente und der anzuwendenden Fertigungsverfahren für den Hersteller wie für den Verbraucher erhebliche Vorteile bietet. Man denke hierbei z.B. auch an die Ersatzteillieferung, welche durch die erhöhte Reihenfertigung standardisierter Baugruppen rascher mit austauschbaren Serienteilen durchgeführt werden kann.

Neben der Entwicklung der Standard-Exzenterpresse zeige ich Ihnen noch 2 kleinere Arbeiten, die Typung der Handspindel-Säulenpresse und der Tisch-Exzenterpresse. Beachten Sie bitte die Gesetzmäßigkeit im Bild und in den graphischen Darstellungen.

Ich hoffe, Ihnen mit diesen Ausführungen einige Anregungen gegeben zu haben, die Sie bei Ihren Typungsarbeiten nutzbringend verwerten können. Zu weiteren Auskünften bin ich jederzeit bereit.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Für alle Größen gilt das allgemeine Gesetz der Faktoren-Rechnung.

$$a = y \cdot P^x$$

Es bedeutet:

- a das zu ermittelnde Maß
- y einen jeweils konstanten Normal-Faktor
- P die Maximalkraft
- x einen jeweils konstanten Exponenten.

Die Werte für den Normal-Faktor y und den Exponenten x werden nach den Gesetzen der Fertigkeit oder der Mechanik oder auch nach den bisherigen Ausführungsdaten ermittelt.
Da die Maximalkraft P nach Normzahlen gestuft ist, ergeben sich für alle errechneten Werte wiederum stets Normzahlen.
Der Gewindekern-Durchmesser d_K der Kugelspindel z.B. errechnet sich nach den Gesetzen der Festigkeit. Unter Berücksichtigung einer maximalspannung von 1800 kg/cm^2 ergeben sich für y und x folgende Werte:

$$F = \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} = \frac{P}{\sigma}; \quad d_K^2 = \frac{4}{\pi \cdot \sigma} \cdot P = \frac{4}{3{,}14 \cdot 1800} \cdot P = \frac{1}{1400} \cdot P;$$

$$d_K = \frac{(1)^{\frac{1}{2}}}{(1400)} \cdot P^{\frac{1}{2}} = 0{,}0265 \cdot P^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{also: } \underline{y = 0{,}0265}; \quad \underline{x = \tfrac{1}{2}}$$

Beispiel für 100 t Presse:

$$d_K = y \cdot P^x = 0{,}0265 \cdot 100000^{1/2} = 0{,}0265 \cdot 315 \approx 8{,}5 \text{ mm}$$

Das Arbeitsvermögen einer Vorgelege-Presse bei Einzelhub errechnet sich nach den Gesetzen der Mechanik aus Kraft x Weg aus:

$$A_E = \frac{P \cdot \sigma_E}{2}$$

Für eine Vorgelege-Presse bei Einzelhub ist die Blechstärke nach den Erfahrungen der Praxis

$$\sigma_E = 0{,}04 \cdot \sqrt{P} \text{ in mm}$$

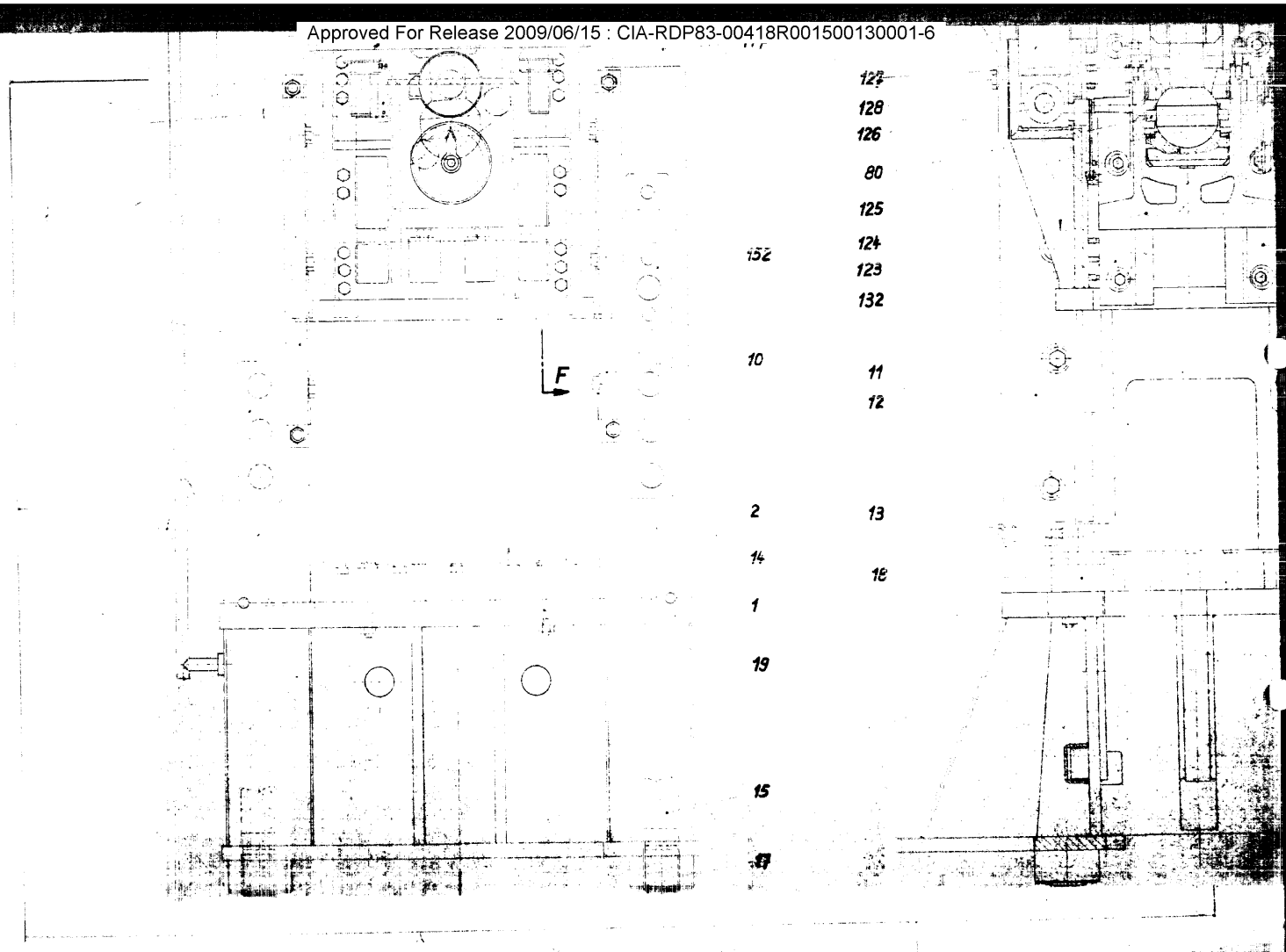
daraus folgt: $A_E = \frac{P \cdot 0{,}04 \cdot \sqrt{P}}{2 \cdot 1000}$ in kgm

$$= \frac{2}{100000} \cdot P^{3/2}$$

$$\text{also: } \underline{y = \frac{2}{100000}}; \quad \underline{x = 3/2}$$

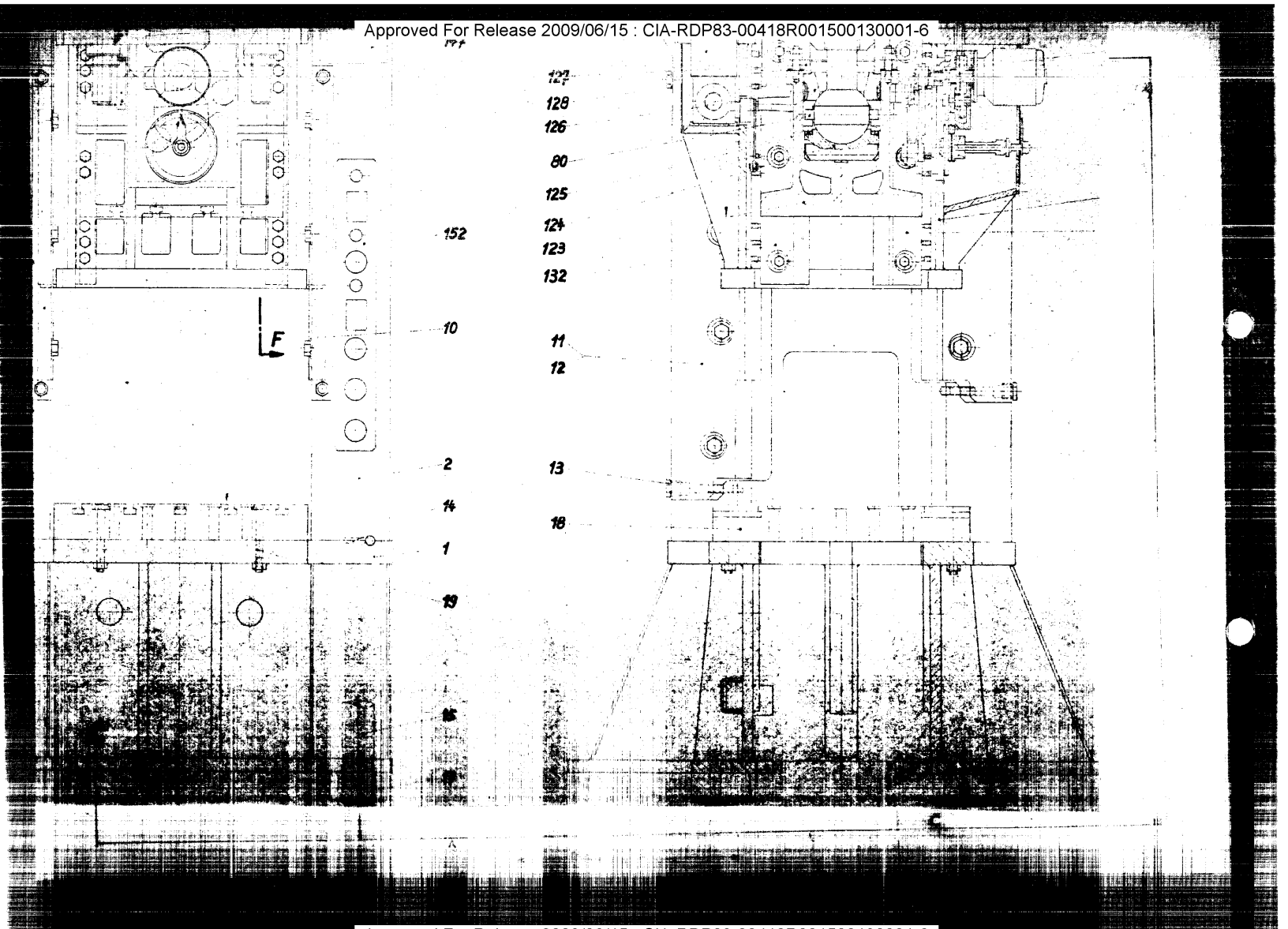
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

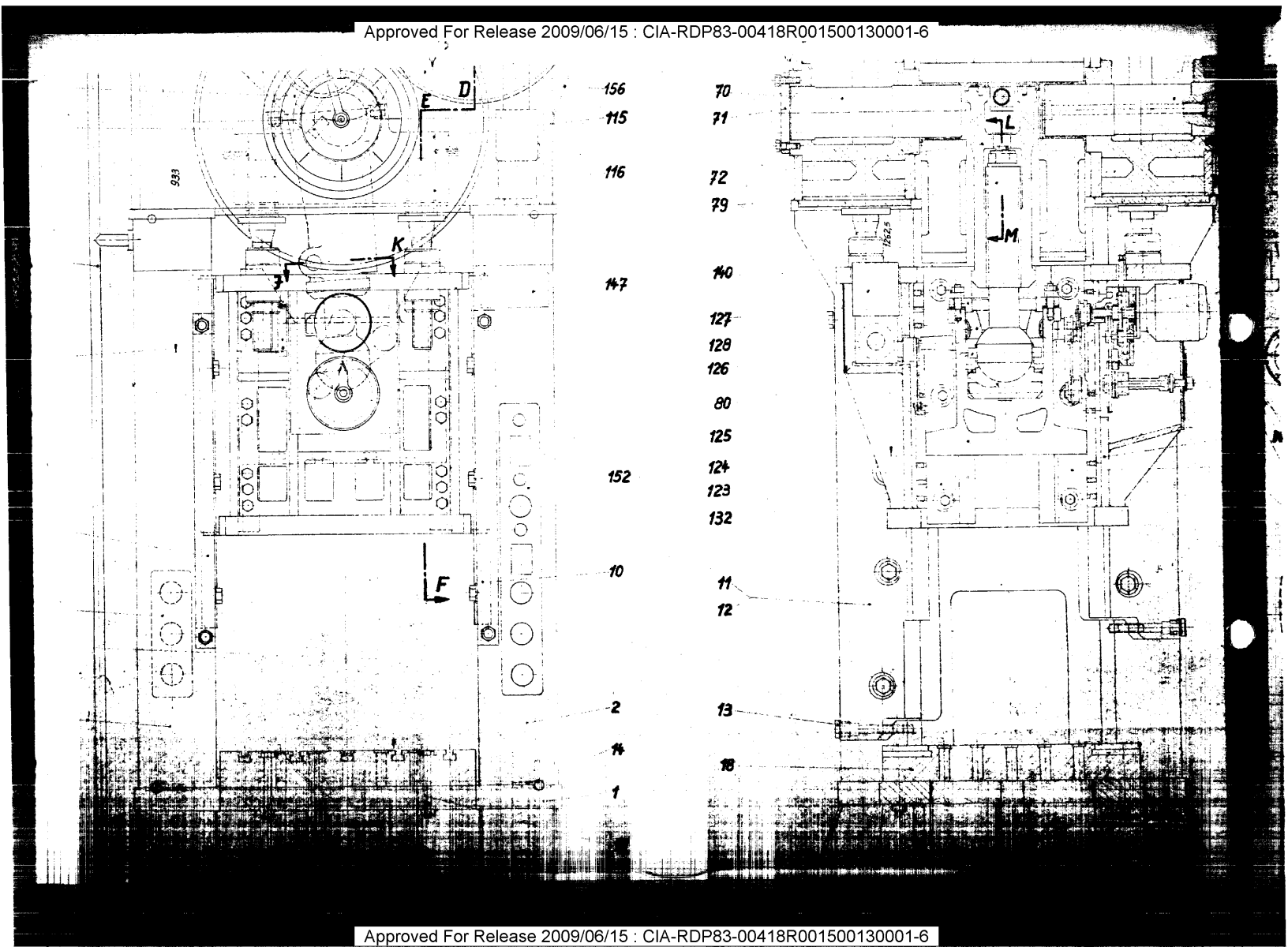


Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

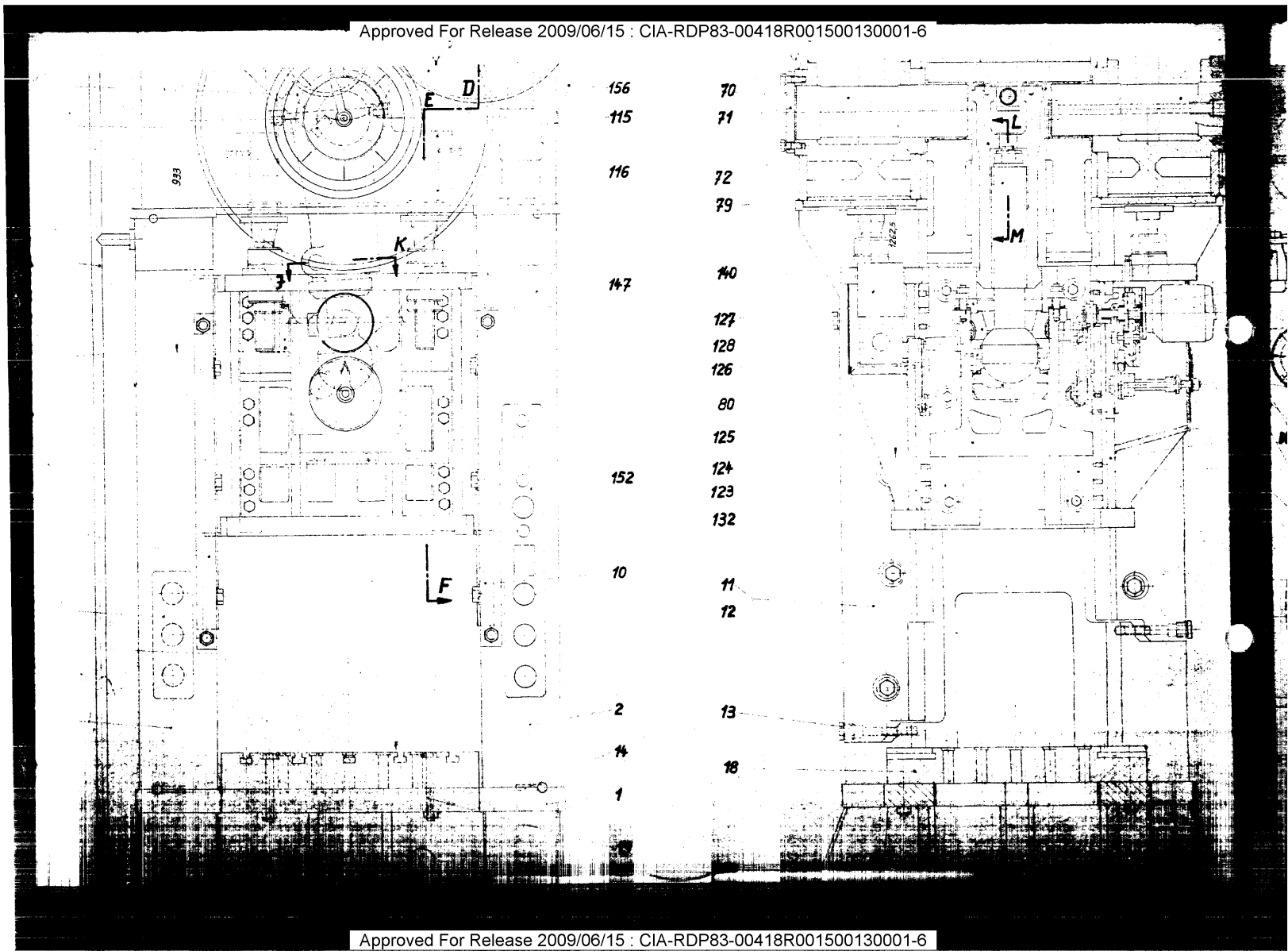
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



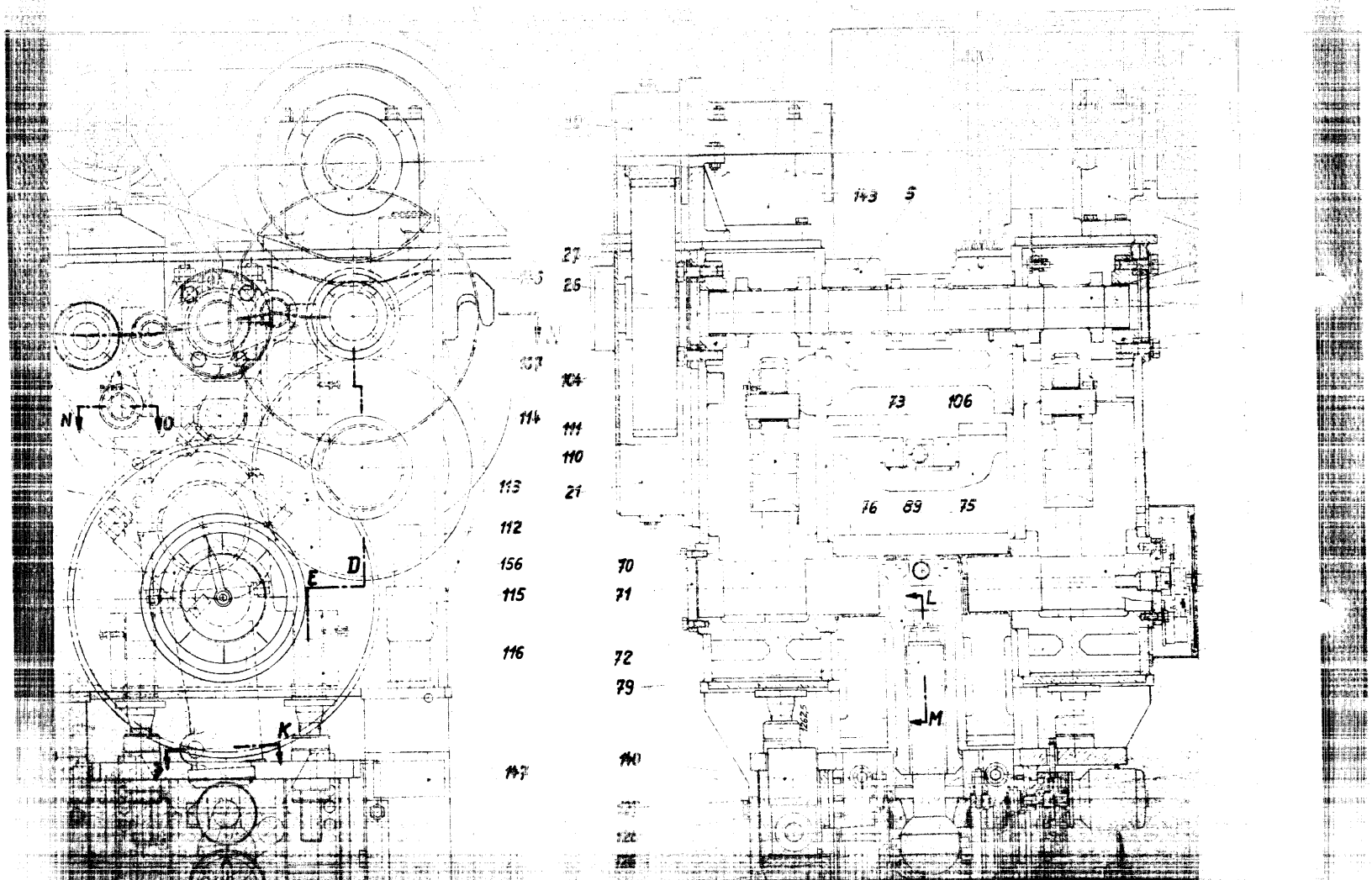
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



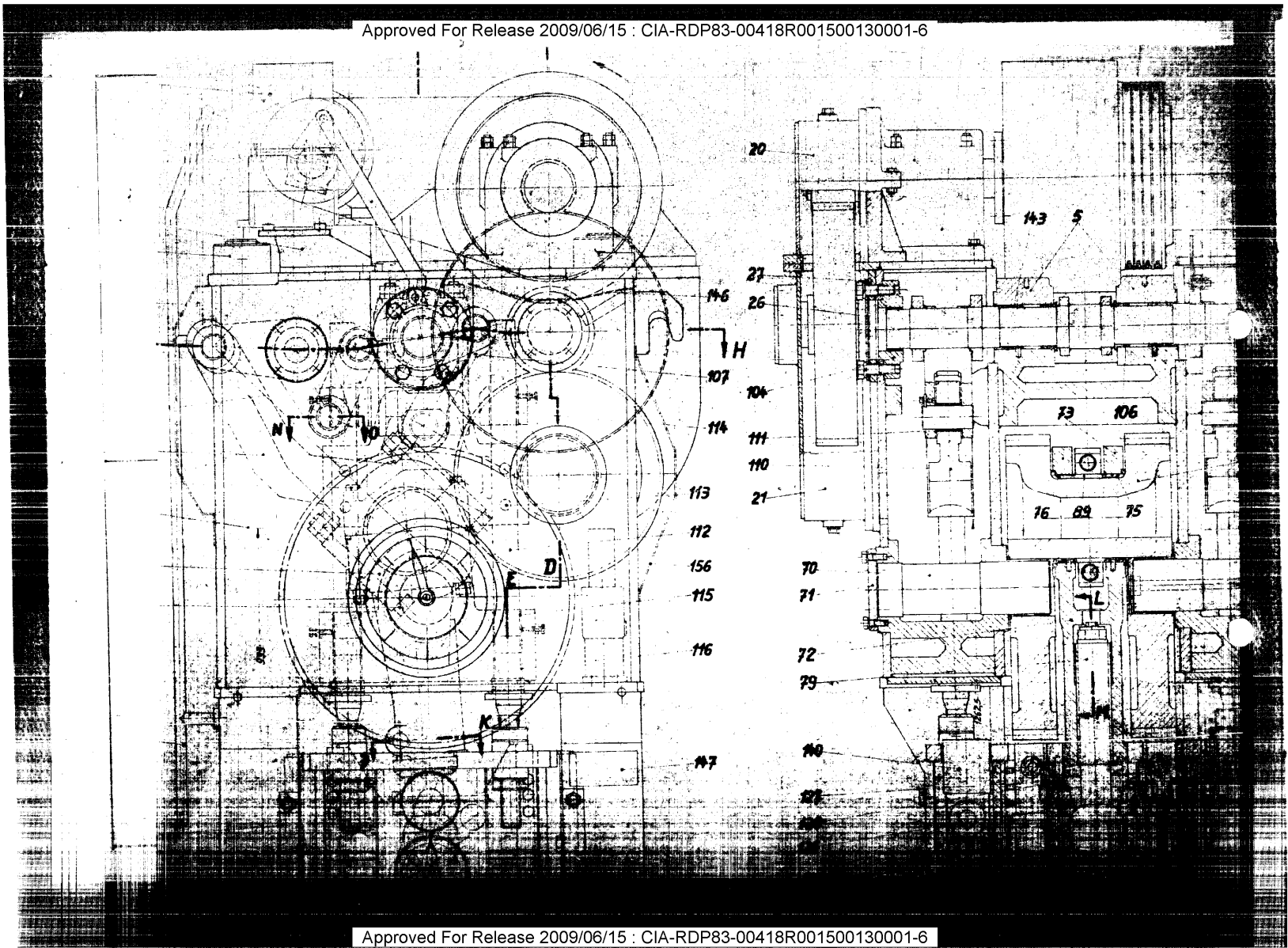
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Drücke der Zieheinrichtung.

Der Druck wird durch 3 Aggregate mit je 2 Doppel- Luftzylindern aufgebaut.

Kolben ⌀ = 5oo mm F = 1964 cm^2 p = 6,5 atü

Stange ⌀ = 11o/ 9o mm f = 95/ 63 cm^2

Nutzbare Kolbenfläche der 3 Aggregate ≃ 2262o cm^2

$$P = p \cdot F \cdot 1,1 = 6,5 \cdot 2262o \cdot 1,1 \simeq \underline{16oooo\ kg}$$

Druck im Sperrzylinder.

Kolben ⌀ = 24o mm , nutzbare Kolbenfläche

Stange ⌀ = 1oo mm F = 38o cm^2

$$p = \frac{P}{F} \quad \frac{\frac{1}{2}\ 5oooo}{38o} \simeq \underline{13o\ atü}$$

Druck im Kompressionszylinder

Großer Kolben ⌀ = 55o mm , F_1 = 2376 cm^2

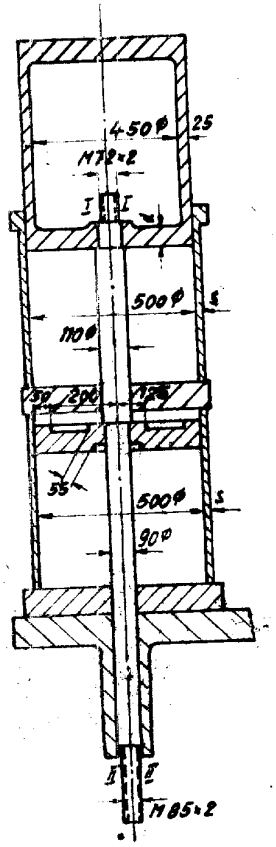
kleiner " ⌀ = 11o mm F_2 = 95 cm^2

p = 6,5 atü

$$p = \frac{F_1 \cdot p}{F_2} = \frac{2376 \cdot 6,5}{95} \simeq \underline{16o\ atü}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Preßluftzylinder, Zeichg.Nr.524699 Werkst. St 42.21

Wandstärke

$$s = \frac{D \cdot P}{200 \cdot \sigma_{zul} \cdot \nu} + c = \frac{500 \cdot 6{,}5}{200 \cdot 7 \cdot 0{,}7} + 1 \approx \underline{5 \text{ mm}}$$

aus arbeitstechn. Gründen 15 mm ausgeführt

Druckkolben oben GG 26

Bodenstärke

$$d = \gamma \cdot D\sqrt{\frac{P}{\sigma_{zul}}} = 0{,}5 \cdot 45\sqrt{\frac{6{,}5}{150}} = \underline{4{,}7 \text{ cm}}$$

ausgeführt 55 mm

Druckkolben unten Werkstoff: GG 26

Biegebeanspruchung :

$$\sigma_b = \sigma_{b_1} + \sigma_{b_2} = 45 + 35 \approx \underline{80 \text{ kg/cm}^2}$$

Kolbenstange St 60.11

Querschnitt I – I

Zugbeanspruchung.

$$\sigma_z = \frac{P}{F} = \frac{13500}{37{,}83} \approx \underline{360 \text{ kg/cm}^2}$$

Querschnitt II – II

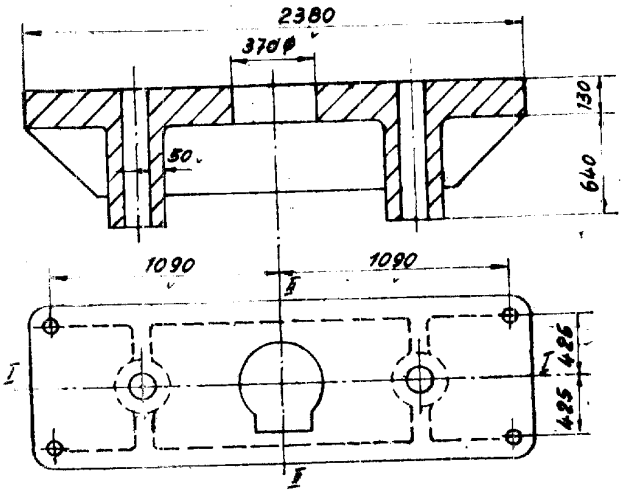
Zugbeanspruchung.

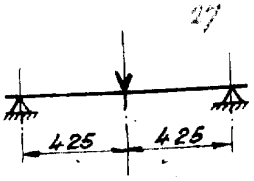
$$\sigma_z = \frac{P}{F} = \frac{27000}{53{,}33} \approx \underline{500 \text{ kg/cm}^2}$$

Bl. 27

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6





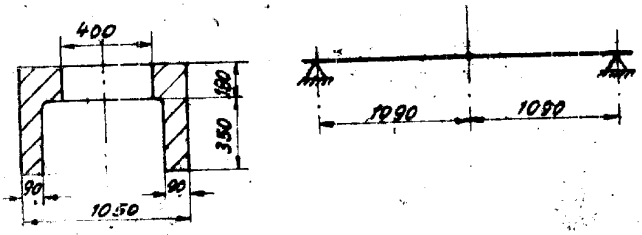
Aufhängeplatte
Zeichg.-Nr. 22L 673
Werkstoff: St 52

Querschnitt I - I

Biegungsmoment M_b = 145oooo kgcm

Widerstandsmoment W = 15496 cm^3

Biegebeanspruchung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{145oooo}{15496} =$ 1oo kg/cm^2



Querschnitt II - II

Biegungsmoment M_b = 37oooo kgcm

Widerstandsmoment W = 833o cm^3

Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{37oooo}{833o} =$ 45o kg/cm^2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Aufhängeplatte (Durchbiegung)

$J = 245800 \text{ cm}^4$

$$f = \frac{P \cdot l^3}{EJ \cdot 48} = \frac{68000 \cdot 218^3}{2100000 \cdot 245800 \cdot 48} \approx 0{,}028 \text{ cm}$$

$$f \approx 0{,}28 \text{ mm}$$

Aufhängestangen der Zieheinrichtung.

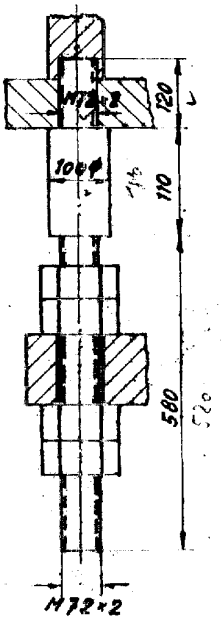
Je 4 Stangen St 60. 11

An den Stangen wirkt eine Zugkraft $P = 68000$ kg

Kraft an einer Stange $= \frac{68000}{4} = 17000$ kg

Kernquerschnitt $= F = 37{,}83 \text{ cm}^2$

$$\sigma_z = \frac{17000}{37{,}83} \approx 450 \text{ kg/cm}^2$$



Längenänderung der Aufhängestangen.

$$l_1 = \frac{\sigma_z \cdot l}{E} = \frac{450 \cdot 70}{2100000} \approx 0{,}015 \text{ cm}$$

$$l_2 = \frac{\sigma_z \cdot l}{E} = \frac{220 \cdot 1{,}1}{2100000} \approx 0{,}0011 \text{ cm}$$

Gesamt-Längenänderung:

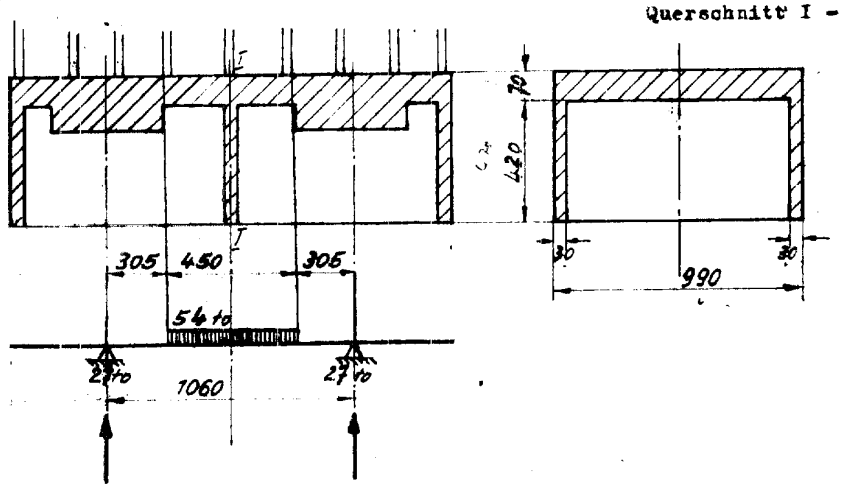
$$l = l_1 + l_2 = 0{,}015 + 0{,}001 \approx 0{,}016 \text{ cm}$$

$$l \approx 0{,}16 \text{ mm}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Auswerferplatte Zeichgs-Nr. 2 21 714 Werkstoff: GS 52



Querschnitt I - I

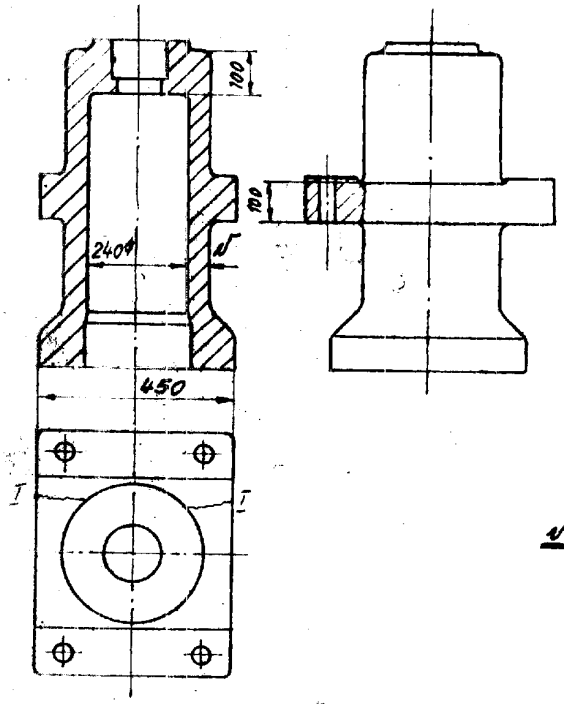
Biegungsmoment = M_b = 1134000 kgcm

Widerstandsmoment W = 4200 cm^3

Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{Mb}{W} = \frac{1134000}{4200} = 270 \text{ kg/cm}^2$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Preßölzylinder
zur Sperrvorrichtung

Zeichg.Nr. 2 ZL 674

Werkstoff: G S 52

Wandstärke des Zylinders

p_i = 160 at σ_z = 600 kg/cm²

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{\sigma_z + 0{,}4\ p_i}{\sigma_z - 1{,}3\ p_i}}$$

$$= 12 \sqrt{\frac{600 + 0{,}4 \cdot 160}{600 - 1{,}3 \cdot 160}} = 15{,}6$$

δ = 15,6 − 12 = **3,6 cm**

ausgeführt δ = 50 mm

Boden des Preßölzylinders.

$$\sigma_{max} = \gamma^2 \cdot p \cdot \frac{d^2}{\delta^2} = 0{,}22^2 \cdot 160 \cdot \frac{24^2}{10^2} \approx 450 \text{ kg/cm}^2$$

Flansch des Preßölzylinders.

Querschnitt I - I

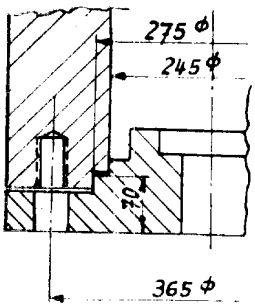
Biegungsmoment: M_b = 2700000 kgcm

Widerstandsmoment: W = 750 cm³

Biegungsbeanspruchung: $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{2700000}{750} \approx 360 \text{ kg/cm}^2$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



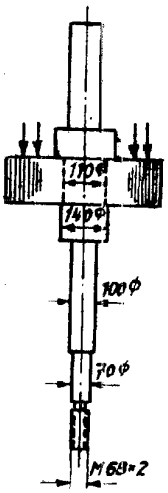
Deckel z. Preßölzylinder unten
Zeichg. 4 ZL 72o
Werkstoff : G S 52.

Flüssigkeitsdruck auf d. Deckel p= 16o at.
k_z = 45 kg/ mm² *angenommen*

$$S = 0{,}017\ Dm \cdot \sqrt{p \frac{Da}{(Da - \Sigma d)}} \cdot \frac{36}{k_z}$$

$$S = 0{,}017 \cdot 270 \sqrt{16o \cdot \frac{45o}{(45o - 115)}} \cdot \frac{36}{45} \approx 55 \text{ mm}$$

ausgeführt = 7omm



Kolbenstange z. Preßölzylinder
Zeichg. 4ZL 724 Werkstoff: St 6o.11

Druck auf Querschnitt 1oo ϕ F = 78,5 cm²

P = 54ooo kg

Druckbeanspruchung

$$\sigma_d = \frac{P}{F} = \frac{54ooo}{78{,}5} \approx 69o \text{ kg/cm}^2$$

Flächenpressung zwischen Kolben u. Stenge

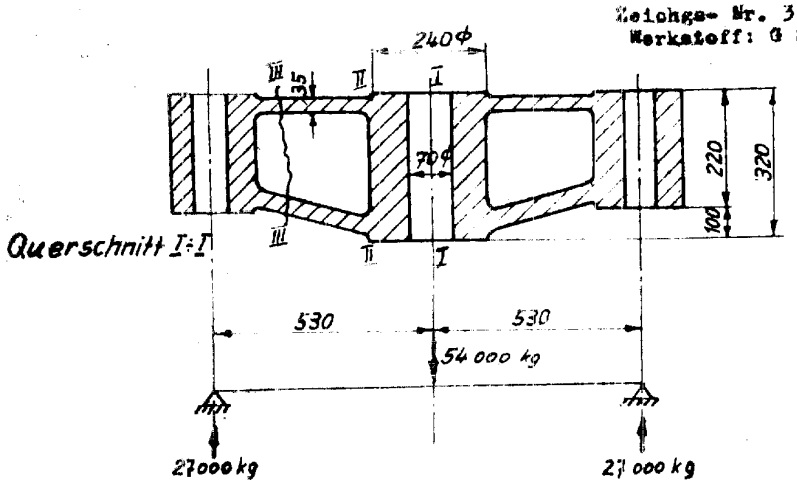
$$p = \frac{P}{F} = \frac{54ooo}{59} = 92o \text{ kg/cm}^2$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Traverse

Zeichgs- Nr. 3 ZL 718
Werkstoff: G S 52.



Querschnitt I÷I

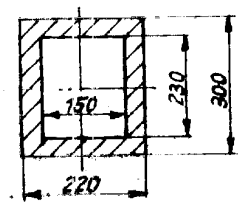
Querschnitt I - I

Biegungsmoment : $M_b \approx$ 1430000 kg cm

Widerstandsmoment: W = 2900 cm³

Biegebeanspruchung: $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{1430000}{2900} \approx$ 500 kg/cm²

Querschnitt II÷II



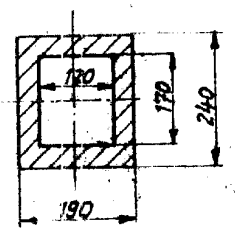
Biegungsmoment: $M_b \approx$ 1100000 kg cm

Widerstandsmoment: W = 2280 cm³

Biegebeanspruchung :

$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{1100000}{2280} \approx$ 480 kg/cm²

Querschnitt III÷III



Biegungsmoment: $M_b \approx$ 485000 kg cm

Widerstandsmoment: W = 1400 cm³

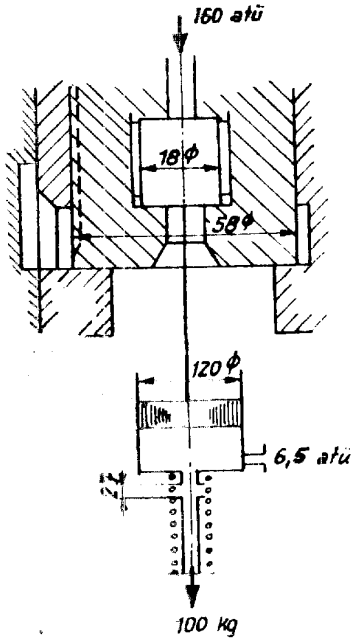
Biegebeanspruchung :

$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{485000}{1400} \approx$ 350 kg/cm²

Bl. 33

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Steuerventil

Zeichgs- Nr. 1 ZL 675

Druck auf das Öffnungsventil:

$P_2 = F \cdot p = 2{,}54 \cdot 160 = \underline{400 \text{ kg}}$

Druck auf den Steuerkolben :

$P_1 = F \cdot p = 110 \cdot 6{,}5 = \underline{715 \text{ kg}}$

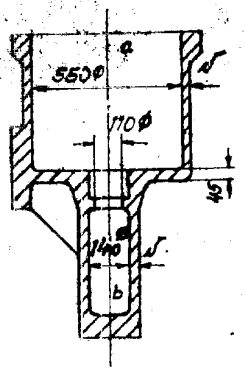
Reserve:

$P = P_1 - (P_2 + P_F + R) =$

$715 - (400 + 100 + 60) = \underline{155 \text{ kg}}$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Kompressionszylinder

Zeichg.- Nr. 2 Z L 732

Werkstoff: G S 52

Raum " a "

P_i = 6,5 at. σ_z = 600 kg/cm²

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{\sigma_z + 0{,}4\ p_i}{\sigma_z - 1{,}3\ p_i}} = 27{,}5 \sqrt{\frac{600 + 0{,}4 \cdot 6{,}5}{600 - 1{,}3 \cdot 6{,}5}} = 28 \text{ cm}$$

δ = 28 − 27,5 = **0,50 cm**

ausgeführt aus gußtechnischen Gründen

δ = 25 mm.

Raum " b "

P_i = 160 at. σ_z = 600 kg/cm²

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{\sigma_z + 0{,}4 \cdot p_i}{\sigma_z - 1{,}3\ p_i}} = 7 \sqrt{\frac{600 + 0{,}4 \cdot 160}{600 - 1{,}3 \cdot 160}} = 9{,}2 \text{ cm}$$

δ = 9,2 − 7 = **2,2 cm**

ausgeführt δ = 35 mm

Boden des Kompressions- Zylinders :

$$\sigma_{max} = \varphi^2 \cdot p \cdot \frac{d^2}{\delta^2} = 0{,}22^2 \cdot 160 \cdot \frac{14^2}{7^2} \gamma \quad \text{kg/cm}^2$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Preßluft- und Ölgeschwindigkeiten:

Hub der Presse 950

Hubzahl 5 min.

mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$C_m = \frac{0{,}95 \cdot 5}{30} = 0{,}158 \text{ m/sek.}$$

Geschwindigkeit der Preßluft in den Rohrleitungen:

Kolben - ∅ = 500 mm $F_1 = 1964$ cm²

Rohr - ∅ = 2" $F_2 = 22$ cm²

$$v_{Rohr} = \frac{F_1 \cdot C_m}{F_2} = \frac{1964 \cdot 0{,}158}{22} \approx 14{,}2 \text{ m/sek.}$$

Durchfluß- Geschwindigkeit des Öles in den Druckrohrleitungen:

Kolben ∅ = 240/ 100 mm $F_1 = 374$ cm²

Druckrohr ∅ = 44,5/ 30,5 mm $F_2 = 7$ cm²

$$v_{Druckrohr} = \frac{374 \cdot 0{,}158}{7} \approx 8{,}5 \text{ m/sek}$$

Durchfluß- Geschwindigkeit des Öles im Steuerventil:

$F_1 = 3 \times 374 = 1122$ cm²

Kanal ∅ = 50 mm $F_2 = 19{,}64$ cm²

$$v_{Kanal} = \frac{1122 \cdot 0{,}158}{19{,}64} \approx 9 \text{ m/sek}$$

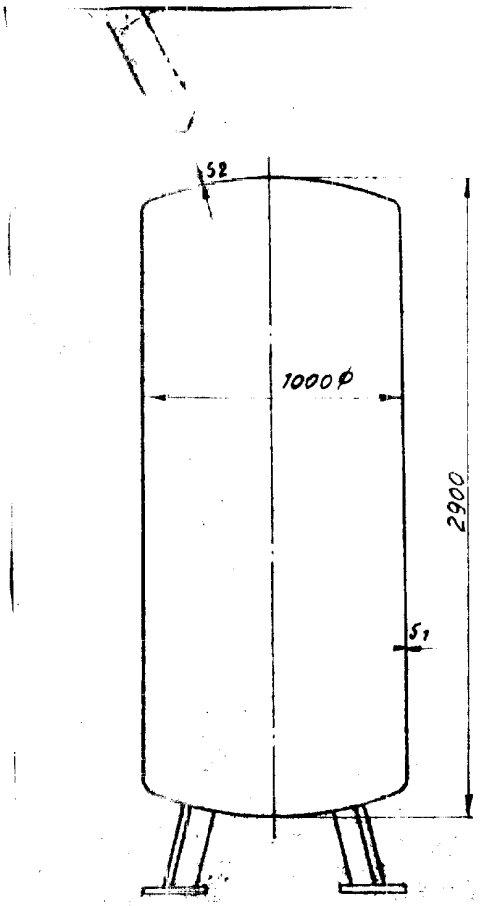
Spalt - Geschwindigkeit im Steuerventil:

Spaltquerschnitt = $5 \cdot \pi \cdot 0{,}45 = 2{,}7 \cdot \pi \approx 16$ cm²

$$v_{Spalt} = \frac{1122 \cdot 0{,}158}{16} = 11{,}5 \text{ m/sek}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Preßluftbehälter

Zeichg. Nr. 4 ZL 741

Werkstoff : St 42.21

Der Inhalt des Preßluftbehälters ist 5-mal so groß zu wählen wie der gesamte Hubraum der Ziehkissen.

Hubraum des Ziehkissens:

$$V_1 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot H \cdot 4 = \frac{50^2 \cdot \pi}{4} \cdot 50 \cdot 4$$

$$\approx 400000 \text{ cm}^3$$

$$\underline{V_1 = 400 \text{ ltr}}$$

Inhalt des Preßluftbehälters:

$$\underline{V_2} = 400 \cdot 5 = \underline{2000 \text{ ltr}}$$

Die Drucksteigerung im Preßluftbehälter bei Raumverdrängung durch die Kolben der Ziehkissen ergibt sich durch die Formel :

$$V_{min} \cdot P_{max} = V_{max} \cdot P_{min}$$

$$\underline{P_{max}} = \frac{(400 + 2000)}{2000} \cdot 6{,}5 \approx \underline{8 \text{ at}}$$

Mantelstärke :

$$\underline{S_1} = \frac{D \cdot p}{200 \cdot \sigma_{zul} \cdot \varphi} + C = \frac{1000 \cdot 8}{200 \cdot 8{,}5 \cdot 0{,}7} + 1 \approx \underline{8 \text{ mm}}$$

Bodenstärke :

$$S_2 = \frac{D \cdot p \cdot X}{200 \cdot k} + C$$

$$Y = 2$$

$$X = \frac{36}{3} = 12 \text{ kg/mm}^2$$

$$C = 3$$

$$\underline{S_2} = \frac{1000 \cdot 8 \cdot 2}{200 \cdot 12} + 3 = \underline{9{,}7 \text{ mm}}$$

ausgeführt 10 mm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Kennziffer / durchmesser		25		32		40		50		63		80		100		125	
			28		36		45		56		70		90		110		140
	P_{max} kg	425	510	590	830	1070	1390	1700	2040	2640	3380	4430	5630	6930	8950	10900	13700
	f_{max} mm	2,15	2,41	2,77	3,04	3,54	3,81	4,31	4,82	5,44	5,85	6,62	7,40	8,28	8,95	10,2	11,4
I	d	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56
	s	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80
	D_i	27	30	34	38	44	48	54	60	68	74	84	94	105	115	130	145
	D_a	47	52	58	66	76	84	94	104	118	130	148	166	185	205	230	257
	P_{max} kg	230	294	356	426	484	695	920	1175	1430	1740	2250	2820	3750	4850	5910	7530
	f_{max} mm	2,41	2,66	3,04	3,44	4,11	4,32	4,82	5,32	6,10	6,60	7,50	8,35	9,25	10,0	11,4	12,7
II	d	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45
	s	12,5	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70
	D_i	27	30	34	38	44	48	54	60	68	74	84	94	105	115	130	145
	D_a	43	48	54	60	68	76	86	96	108	118	134	150	169	187	210	235
	P_{max} kg	103	146	191	244	291	354	411	582	765	995	1210	1440	1890	2410	3170	4050
	f_{max} mm	2,86	3,08	3,47	3,86	4,59	4,98	5,71	6,16	6,94	7,40	8,50	9,62	10,6	11,5	12,9	14,4
III	d	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36
	s	11	12,5	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63
	D_i	27	30	34	38	44	48	54	60	68	74	84	94	105	115	130	145
	D_a	39	44	50	56	64	70	78	88	100	110	124	138	155	171	194	217
	P_{max} kg	61,3	73,5	84,8	120	155	200	245	294	339	490	643	818	1005	1220	1580	1990
	f_{max} mm	3,22	3,60	4,20	4,55	5,32	5,70	6,45	7,21	8,40	8,70	9,85	11,0	12,3	13,4	15,1	16,9
IV	d	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28
	s	10	11	12,5	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56
	D_i	27	30	34	38	44	48	54	60	68	74	84	94	105	115	130	145
	D_a	37	41	46	52	60	66	74	82	92	102	116	130	145	159	180	201
	P_{max} kg	33,5	42,7	51,6	61,4	70,6	102	134	171	207	252	288	407	545	704	850	1020
	f_{max} mm	3,54	3,93	4,54	5,15	6,04	6,31	7,14	7,85	9,10	9,85	11,6	12,6	13,7	14,8	17,2	19,3
V	d	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22
	s	10	11	12,5	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55
	D_i	26	29	33	37	42	46	52	58	66	72	82	92	102	112	128	142
	D_a	34	38	43	48	54	60	68	76	86	94	106	120	134	148	168	186
	P_{max} kg	17,6	22,5	27,1	34,4	41,7	50,7	58,5	83,0	108	141	171	203	238	342	446	572
	f_{max} mm	4,19	4,65	5,38	6,02	6,94	7,60	8,82	9,51	10,8	11,5	13,3	15,2	17,0	17,8	20,4	22,4
VI	d	3,2	3,6	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18
	s	10	11	12,5	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56
	D_i	26	29	33	37	42	46	52	58	66	72	82	92	102	112	128	142
	D_a	32,4	36,2	41	46	52	57	64	72	82	90	102	114	126	140	160	178
	P_{max} kg	8,61	10,8	14,2	18,0	21,8	28,3	34,4	41,2	47,1	68,2	89,5	113	140	170	194	276
	f_{max} mm	5,11	5,69	6,42	7,20	8,32	8,90	10,2	11,6	13,6	14,0	16,0	17,9	19,8	21,7	25,7	27,4
VII	d	2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14
	s	11	12,5	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63
	D_i	26	29	33	37	42	46	52	58	66	72	82	92	102	112	128	142
	D_a	31	34,6	39,4	44,2	50	55	62	69	78	86	98	110	122	134	152	170
	P_{max} kg	4,48	5,36	6,91	8,65	11,4	14,8	17,9	22,9	27,6	33,7	38,6	54,4	73,0	94,6	114	137
	f_{max} mm	6,17	6,96	7,93	8,90	10,0	10,8	12,3	13,6	15,9	17,2	20,3	22,1	23,8	25,6	30,0	33,5
VIII	d	2	2,2	2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11
	s	12,5	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70
	D_i	26	29	33	37	42	46	52	58	66	72	82	92	102	112	128	142
	D_a	30	33,4	38	42,6	48,4	53,2	60	67	76	83	94	106	118	130	148	164

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Strangen-durchmesser	Profil 1 / Zeile 2	2,5	3,2	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22
	P_{max} kg	3,92	5,65	10,7	17,0	27,0	33,2	43,5	55,5	67,2	80,7	109	127	147	207	277	358
	f_{max} mm	2,252	0,302	0,353	0,430	0,521	0,608	0,687	0,762	0,885	0,952	1,02	1,20	1,39	1,52	1,65	1,79
I	d	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9
	s	1,8	2,2	2,8	3,6	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,5	8	9	10	11	12,5
	D_i	3,0	3,6	4,4	5,4	6,6	7,6	8,6	9,6	11	12	13	15	17	19	21	23
	D_a	5,0	6,0	7,6	9,4	11,6	13,2	15,0	16,8	19	21	23	26	29	33	37	41
	P_{max} kg	2,12	3,42	4,84	9,20	14,6	17,1	22,1	27,8	36,2	47,0	59,1	73,4	89,2	106	126	180
	f_{max} mm	0,283	0,333	0,412	0,482	0,582	0,688	0,778	0,868	0,992	1,06	1,14	1,33	1,52	1,72	1,91	2,02
II	d	0,8	1,0	1,2	1,6	2	2,2	2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,5	5	5,5	6	7
	s	1,6	2,0	2,5	3,2	3,6	4,0	4,5	5	5,5	6,0	6,5	7,5	8	9	10	11
	D_i	3,0	3,6	4,4	5,4	6,6	7,6	8,6	9,6	11	12	13	15	17	19	21	23
	D_a	4,6	5,6	6,8	8,6	10,6	12,0	13,6	15,2	17,4	19,2	21	24	27	30	33	37
	P_{max} kg	0,942	1,83	2,91	4,11	7,84	9,74	11,8	14,2	18,2	23,3	31,7	39,4	47,8	60,9	75,7	91,6
	f_{max} mm	0,310	0,380	0,458	0,571	0,661	0,775	0,882	1,00	1,15	1,23	1,29	1,52	1,73	1,93	2,12	2,33
III	d	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	1,8	2	2,2	2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,5	5	5,5
	s	1,4	1,8	2,2	2,8	3,2	3,6	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,5	8	9	10
	D_i	3,0	3,6	4,4	5,4	6,6	7,6	8,6	9,6	11	12	13	15	17	19	21	23
	D_a	4,2	5,2	6,4	7,8	9,8	11,2	12,6	14,0	16	17,6	19,4	22,2	25	28	31	34
	P_{max} kg	0,561	0,807	1,54	2,46	3,48	4,30	6,30	8,02	9,66	11,8	15,8	19,5	25,4	32,4	40,2	52,0
	f_{max} mm	0,385	0,462	0,532	0,643	0,799	0,912	1,02	1,14	1,33	1,44	1,51	1,78	2,01	2,23	2,46	2,65
IV	d	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,5
	s	1,25	1,6	2,0	2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7,5	8	9
	D_i	3,0	3,6	4,4	5,4	6,6	7,6	8,6	9,6	11	12	13	15	17	19	21	23
	D_a	4,0	4,8	6,0	7,4	9,0	10,4	11,8	13,2	15	16,4	18	20,6	23,4	26,2	29	32
	P_{max} kg	0,296	0,478	0,678	1,30	2,12		2,82	3,99	5,20	6,83	8,60	9,95	12,6	15,8	21,2	27,6
	f_{max} mm	2,455	2,523	0,66	0,755	0,862		1,21	1,32	1,46	1,58	1,68	2,02	2,39	2,67	2,88	3,10
V	d	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0		1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,5	2,8	3,2	3,6
	s	1,25	1,6	2,0	2,5	2,8		3,6	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7,5	8	9
	D_i	3,0	3,6	4,4	5,4	6,4		8,4	9,4	10,6	11,6	12,6	14,6	17	19	21	23
	D_a	3,8	4,6	5,6	7,0	8,4		10,8	12,2	13,8	15,2	16,6	19,0	22	24,6	27,4	30,2
	P_{max} kg	0,128	0,251	0,400	0,565	1,12		1,67		2,30	3,32	4,52	5,58	6,61	7,88	10,4	13,3
	f_{max} mm	0,271	0,330	0,755	0,945	1,12		1,29		1,33	1,50	1,99	2,35	2,85	3,22	3,48	3,75
VI	d	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8		1,0		1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,5	2,8
	s	1,25	1,6	2,0	2,5	2,8		3,6		4,5	5	5,5	6	6,5	7,5	8	9
	D_i	3,0	3,6	4,4	5,4	6,4		8,4		10,6	11,6	12,6	14,6	17	19	21	23
	D_a	3,6	4,4	5,4	6,6	8,0		10,4		13,0	14,4	15,8	18,2	21	23,4	26	28,6
	P_{max} kg		0,169	0,209	0,333	0,485		0,875		1,35		1,96	2,69	3,46	4,40	5,46	6,63
	f_{max} mm		0,800	0,905	1,10	1,28		1,66		2,12		2,50	2,88	3,40	3,78	4,16	4,54
VII	d		0,3	0,4	0,5	0,6		0,8		1,0		1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2
	s		1,8	2,2	2,8	3,2		4,0		5,0		6,0	6,5	7,5	8	9	10
	D_i		3,6	4,4	5,4	6,4		8,4		10,6		12,6	14,6	17	19	21	23
	D_a		4,2	5,2	6,4	7,6		10,0		12,6		15,0	17,4	20,2	22,6	25	27,4
	P_{max} kg			0,090	0,173	0,284		0,577		0,965		1,15		1,49	2,11	2,84	3,69
	f_{max} mm			1,16	1,32	1,50		2,12		2,56		2,92		3,35	4,08	5,00	5,38
VIII	d			0,3	0,4	0,5		0,6		0,8		1,0		1,2	1,4	1,6	1,8
	s			2,5	3,2	3,6		4,5		5,5		6,5		8	9	10	11
	D_i			4,4	5,4	6,4		8,4		10,6		12,6		17	19	21	23
	D_a			5,0	6,2	7,4		9,6		12,2		14,6		19,4	21,8	24,2	26,6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Bestimmung des Federprofiles nach Blatt 3 und 4

Nach Bestimmung von P_{max} läßt sich nach Bl. 3 u.4 entsprechend dem gegebenen Innen- bezw. Außendurchmesser das Federprofil bestimmen.

Steigung s und Zwischenraum z

Die Steigung s ergibt sich aus dem Zwischenraum z einer Windung in Achsenrichtung gemessen und der Drahtstärke d .

Der Zwischenraum z ist abhängig von der größten Durchfederung einer Windung f_{max} .

Aus Sicherheitsgründen ist angenommen

$$z = 1,6 \cdot f_{max} = 1,6 \cdot 0,06\frac{r^2}{d} = 0,1\frac{r^2}{d}$$

Bemerkung: Kleinstwert für z = 0,4·d darf nicht unterschritten werden.

Die Steigung s wird dann

$$s = z + d = 0,1\frac{r^2}{d} + d$$

Federweg F

Der Federweg F für den Arbeitsweg F_A ist mittels dem Faktor x, der den Vorspannweg berücksichtigt, zu errechnen.

Es ist zu setzen $x = 1,4 \cdots 2,5$

Mittelwert 1,8 , größere Werte bevorzugen, kleinere Werte nur verwenden bei Platzmangel.
(Die gesamte Federlänge L ist abhängig von dem Wert x.)

Somit wird $F = x \cdot F_A$

Anzahl der Windungen n

Die Anzahl der Windungen ist zu bestimmen aus dem Federweg F der gesamten Feder und dem Federweg f_{max} einer Windung des gewählten Federprofiles.

Es ist $F = n \cdot f_{max}$ und $n = \frac{F}{f_{max}}$

Länge L

Die Länge L wird unter Berücksichtigung der beigeschliffenen Enden errechnet aus $L = n \cdot s + 1,5 \cdot d$
Die Längenmaße sind nach Normungszahlen der Reihe R20 festzulegen.
Die Anzahl der Windungen ist bei Veränderung der errechneten Länge L zu korrigieren.
Sie errechnet sich aus $n = \frac{1}{s} \cdot (L - 1,5\,d)$

Werte für x und y

x	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
y	3,50	3,00	2,67	2,43	2,25	2,11	2,00	1,91	1,83	1,77	1,71	1,67

2) Berechnungsbeispiele

Gegeben $P_B \approx 65$ kg , $F_A = 40$ mm , $D_i \approx 40$ mm
angenommen x = 1,8, somit y = 2,25

Berechnung: $P_e = 2,25 \cdot P_B = 2,25 \cdot 65 = 146$ kg
$F = 1,8 \cdot F_A = 1,8 \cdot 40 = 72$ mm

Federprofil nach Blatt 4 d = 8 , D_i = 44 , D_a = 60 , s = 16
P = 155 kg , f_{max} = 5,32 mm

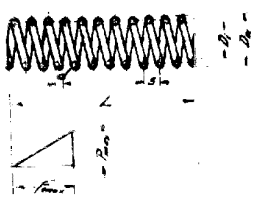
Es wird $n = \frac{F}{f_{max}} = \frac{72}{5,32} = 13,5$

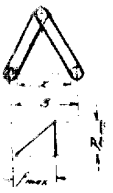
und $L = n \cdot s + 1,5 \cdot d = 13,5 \cdot 16 + 1,5 \cdot 8 = 228$

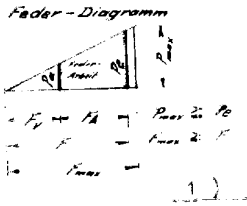
L=220 mm ausgeführt wird n = 13 und F = 69,2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6







Es bedeuten:

P_{max} größte zulässige Kraft

F_{max} die durch die Kraft P_{max} erzeugte Durchfederung der gesamten Feder

f_{max} diese Durchfederung für eine Windung

n Anzahl der Windungen

s Steigung der Windungen

z Zwischenraum einer Windung

P_A Anfangskraft

P_e Endkraft

F_A Arbeitsweg der gesamten Feder

f_A Arbeitsweg einer Windung

F_V Vorspannweg der gesamten Feder

f_V Vorspannweg einer Windung

$F = F_A + F_V$ Federweg der gesamten Feder

$f = f_A + f_V$ Federweg einer Windung

1) B e r e c h n u n g s f o r m e l n

Allgem. Formeln

Es ist

$$P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^3}{r} \cdot \tau$$

$$f = \frac{4\pi \cdot r^2}{d} \cdot \frac{\tau}{G}$$

Werte für τ und G

Für unsere Verhältnisse sei angenommen

$\tau_{zul} = 4000$ kg/cm²

$G = 900000$ kg/cm²

es ist somit

P_{max}

$$P_{max} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^3}{r} \cdot 4000 = 785 \cdot \frac{d^3}{r}$$

f_{max}

$$f_{max} = \frac{4 \cdot \pi \cdot r^2}{d} \cdot \frac{4000}{800000} = 0{,}063 \cdot \frac{r^2}{d}$$

Kräfte P_a und P_e

Bei der Entwurfsberechnung ist immer von der größten Kraft auszugehen, —

ist P_e bekannt, so ist

$P_a = P_{max}$ zu setzen,

ist P_a bekannt, so ist P_e (= P_{max}) zu errechnen

nach $P_e = y \cdot P_a$

Der Faktor y ist ein dem angenommenen Wert x (siehe Errechnung des Federweges F) entsprechender Wert.

Lagerhaltige Druckfedern siehe LN 501

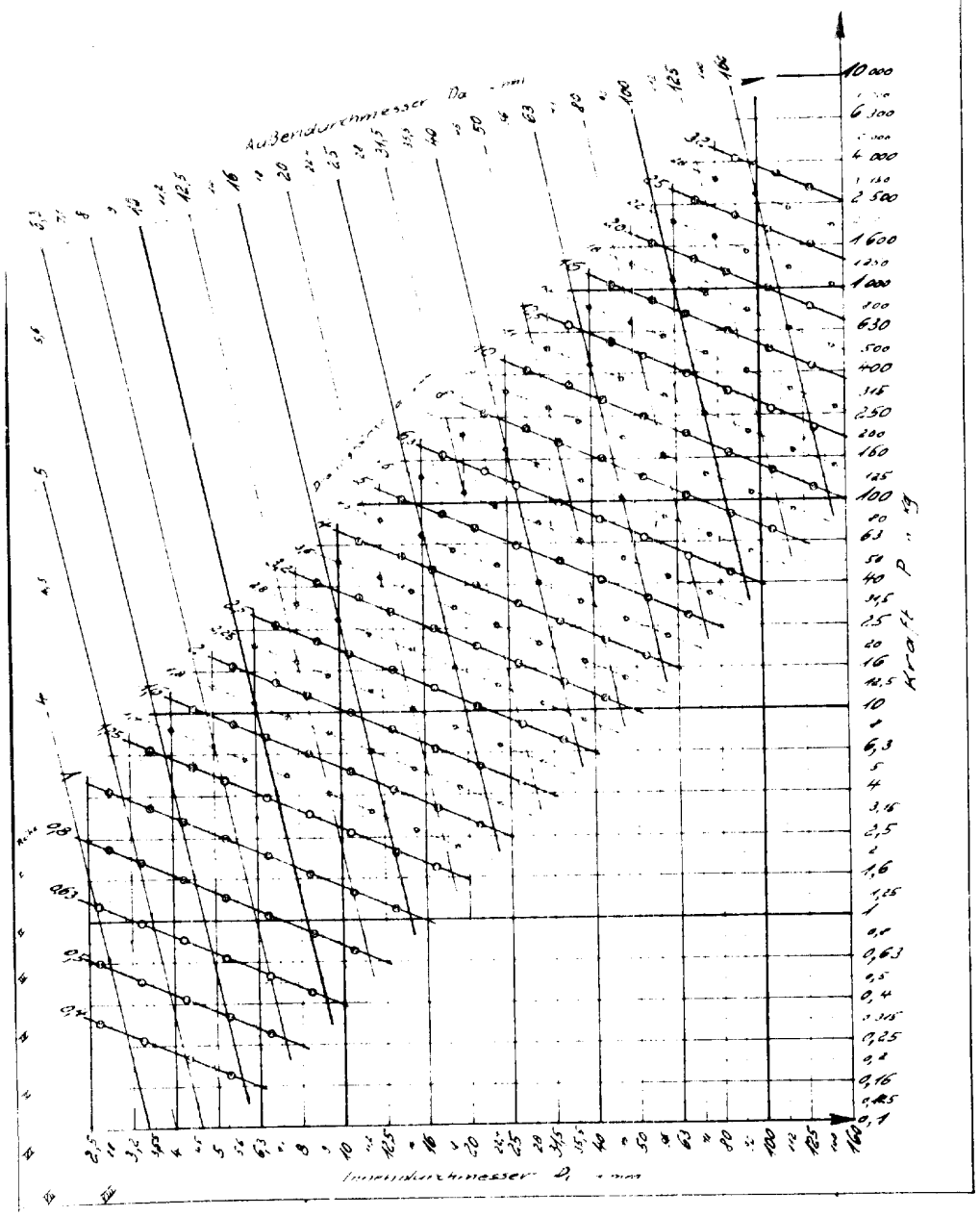
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

P - d - D_i - D_a - Diagramm

(Druck - Drahtstärke - Innendurchmesser - Außendurchmesser)

Die aufgetragenen Werte sind nur Rundwerte.



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Bestimmung des Federprofiles nach Blatt 3

Nach Bestimmung von P_{max} läßt sich nach Blatt 3 entsprechend dem gegebenen Innen- bezw. Außendurchmesser das Federprofil bestimmen.

Steigung s und Zwischenraum z

Die Steigung s ergibt sich aus dem Zwischenraum z einer Windung in Achsenrichtung gemessen und der Drahtstärke d .

Der Zwischenraum z ist abhängig von der größten Durchfederung einer Windung f_{max} .

Aus Sicherheitsgründen ist angenommen

$$z = 1{,}6 \cdot f_{max} = 1{,}6 \cdot 0{,}063 \frac{r^2}{d} = 0{,}1 \frac{r^2}{d}$$

Bemerkung: Kleinstwert für z = 0,4·d darf nicht unterschritten werden.

Die Steigung s wird dann

$$s = z + d = 0{,}1\frac{r^2}{d} + d$$

Federweg F

Der Federweg F für den Arbeitsweg F_A ist mittels dem Faktor x, der den Vorspannweg berücksichtigt, zu errechnen.

Es ist zu setzen $x = 1{,}4 \cdots 2{,}5$

Mittelwert 1,8 , größere Werte bevorzugen, kleinere Werte nur verwenden bei Platzmangel.
(Die gesamte Federlänge L ist abhängig von dem Wert x.)

Somit wird $F = x \cdot F_A$

Anzahl der Windungen n

Die Anzahl der Windungen ist zu bestimmen aus dem Federweg F der gesamten Feder und dem Federweg f_{max} einer Windung des gewählten Federprofiles.

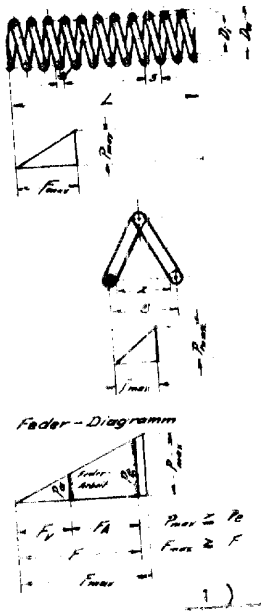
Es ist $F = n \cdot f_{max}$ und $n = \frac{F}{f_{max}}$

Länge L

Die Länge L wird unter Berücksichtigung der beigeschliffenen Enden errechnet aus $L = n \cdot s + 1{,}5 \cdot d$
Die Längenmaße sind nach Normungszahlen der Reihe R20 festzulegen.
Die Anzahl der Windungen ist bei Veränderung der errechneten Länge L zu korrigieren.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Es bedeuten:

P_{max} größte zulässige Kraft

F_{max} die durch die Kraft P_{max} erzeugte Durchfederung der gesamten Feder

f_{max} diese Durchfederung für eine Windung

n Anzahl der Windungen

s Steigung der Windungen

z Zwischenraum einer Windung

P_a Anfangskraft

P_e Endkraft

F_A Arbeitsweg der gesamten Feder

f_A Arbeitsweg einer Windung

F_V Vorspannweg der gesamten Feder

f_V Vorspannweg einer Windung

$F = F_A + F_V$ Federweg der gesamten Feder

$f = f_A + f_V$ Federweg einer Windung

1) Berechnungsformeln

Allgem. Formeln

Es ist

$$P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^3}{r} \cdot \tau$$

$$f = \frac{4 \cdot \pi \cdot r^2}{d} \cdot \frac{\tau}{G}$$

Werte für τ und G

Für unsere Verhältnisse sei angenommen

$\tau_{zul} = 4000$ kg/cm²

$G = 800000$ kg/cm²

P_{max}

es ist somit

$$P_{max} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^3}{r} \cdot 4000 = 785 \cdot \frac{d^3}{r}$$

f_{max}

$$f_{max} = \frac{4 \cdot \pi \cdot r^2}{d} \cdot \frac{4000}{800000} = 0{,}063 \cdot \frac{r^2}{d}$$

Kräfte P_a und P_e

Bei der Entwurfberechnung ist immer von der größten Kraft auszugehen.

ist P_e bekannt, so ist

$P_a = P_{max}$ zu setzen,

ist P_a bekannt, so ist P_e (= P_{max}) zu errechnen

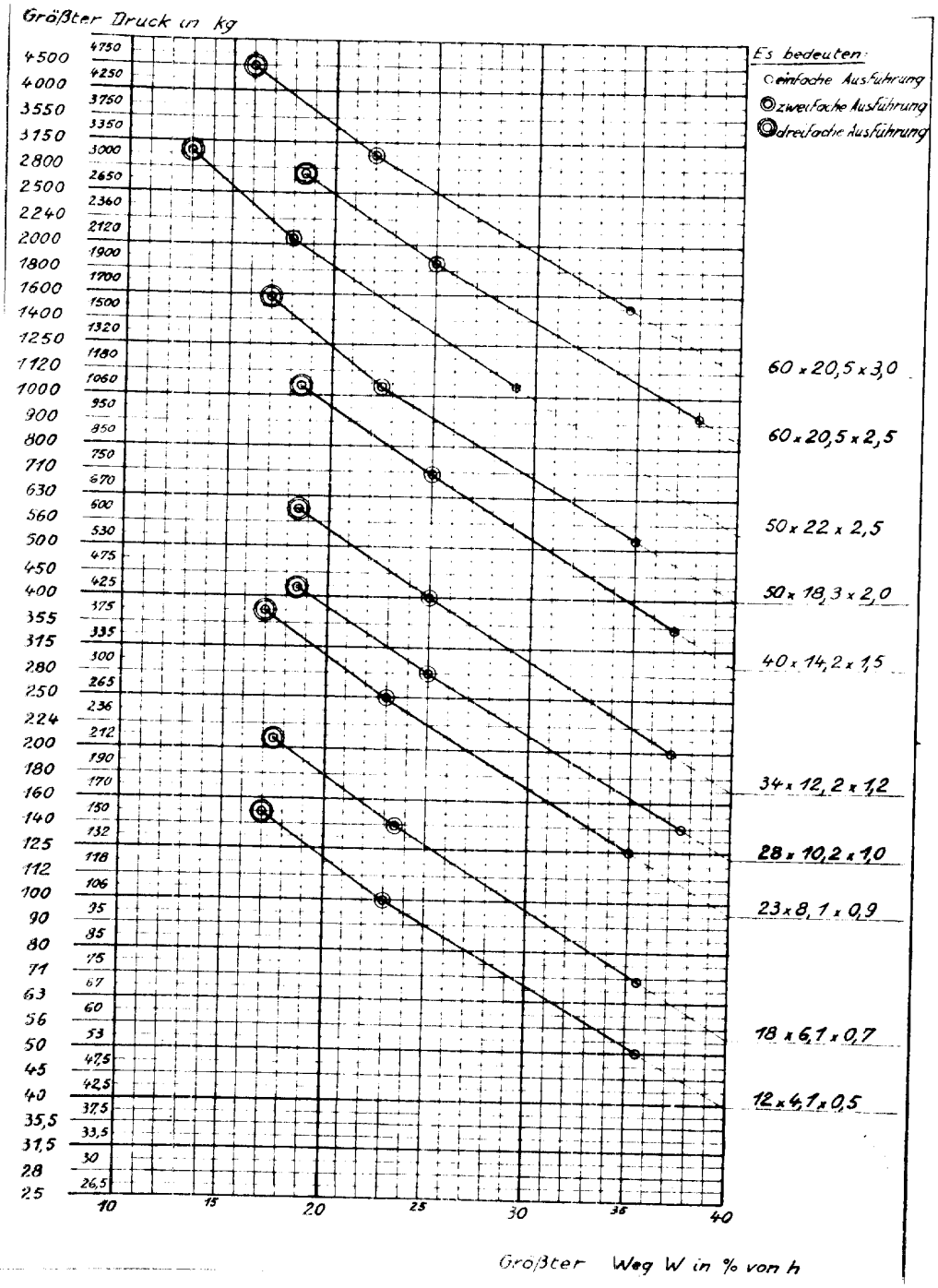
nach $P_e = \gamma \cdot P_a$

Der Faktor γ ist aus dem angenommenen Wert x (siehe Berechnung des Federweges F) entsprechender Wert.

Lagerhaltige Druckfedern siehe LN 504 & 502

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

| Benennung | Ausführung | Drücke (in kg) für Wege (in mm) | | |

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Es ist

$$P_v = \varphi_{Kraft} \cdot P$$

$$P = \frac{P_v}{\varphi_{Kraft}}$$

$$W_f = \varphi_{Weg} \cdot W_A$$

$$H = W_f \cdot \frac{100}{W \text{ in } \% \text{ h}}$$

$$Z = \frac{H}{h}$$

$$W_{max} = \frac{W_f}{Z}$$

$$v_1 = \frac{V}{Z}$$

Übersichtstabelle
für Faktoren $\varphi_{Kraft} - \varphi_{Weg}$

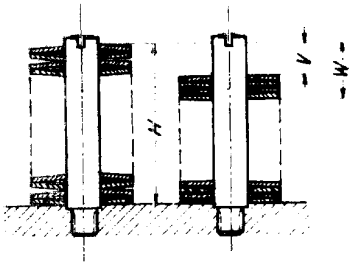
φ_{Kraft}	φ_{Weg}
0,56	2,0
0,60	2,2
0,63	2,5
0,67	2,8
0,71	3,2
0,75	3,6
0,80	4,0
0,85	4,5

Obige Werte sind nur angenäherte Werte für die Entwurfsberechnung.

Die kleineren Werte für φ_{Kraft} bezw. φ_{Weg} sind zu empfehlen bei verhältnismäßig großen Arbeitswegen.

Darin ist

h = Bauhöhe der Einzeltellerfeder in mm
H = Bauhöhe der Federsäule in mm
Z = Anzahl der Einzeltellerfedern
W_{max} = Größter Weg der Einzeltellerfeder in mm
W_f = Höchstfederweg für Federsäule in mm
WA = Arbeitsweg in mm
P = Höchstdruck des Einzeltellers und damit der Federsäule in kg
V = Vorspannung der Federsäule in mm
v_1 = Vorspannung der Einzeltellerfeder in mm
P_v = Vorspannungsdruck in kg



H = Höhe der ungespannten Federsäule
W = Größter Federweg
V = Vorspannung

Bemerkungen:

Die Höchstwerte sowie die Zwischenwerte für Druck und Federweg sind aus der Tabelle KN 112.1o Blatt 2 zu entnehmen.

Das Diagramm KN 112.1o Blatt 3 zeigt die Höchstdrücke in kg und die Höchstfederwege W in % h für die lagerhaltigen Größen.

Die lagerhaltigen Größen sind aus der Tabelle LN 545 zu ersehen.

Die Federelemente sind auf einen glatten Bolzen, der einsatzgehärtet sein soll, aufzustecken.
Außenführung, sog. Hülsenausführung ist nicht zu empfehlen.

Ob Einfach-, Zweifach- oder Dreifachschichtung zu wählen ist, hängt von den jeweiligen Raumverhältnissen ab.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Ausführung schweißtechnisch richtiger Konstruktionen erfordert eine Vermeidung von Spannungskonzentrationen infolge sich kreuzender oder mehrerer in einem Punkt zusammenlaufender Schweißnähte.

Spannungskonzentrationen sind deshalb durch Abschrägungen an Blechen und Rippen bezw. durch Nahtunterbrechungen aufzuheben. Die Tabellenwerte enthalten dafür die technologisch bedingten Mindestwerte.

$$b = 1{,}414\left(a + \frac{s}{2}\right) + 2z$$

$z = 8$ m/m für $s \leqq 20$ m/m

$z = 10$ m/m für $s \geqq 20$ m/m

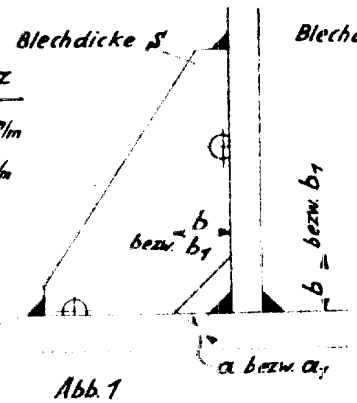


Abb. 1

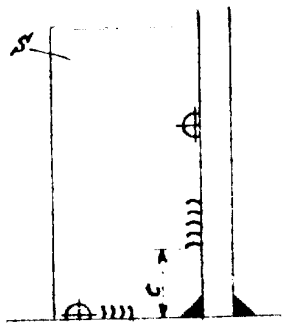


Abb. 2

Eckenabschrägungen an Rippen und Blechen (Abb. 1).

s	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	45
b	25	30	30	30	35	35	35	40	45	45	45	50	50	50	55	55	55	60	60	70
a		4				5				6				7					8	
b_1	30	35	35	35	40	40	40	50	50	55	55	55	60	60	65	65	70	70	70	80
a_1		8				10						12					14			16

s	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140				
b	70	70	80	80	90	90	90	100	100	110	110	120	120	140	140				
a		9			10			12			15			16					
b_1	80	90	90	100	100	110	110	110	120	120	120	140	140	160	160				
a_1	16	18				20						22		24					

Ist die durchlaufende Naht $\leqq a$, so gelten die Eckenabschrägungen nach b.
Ist die durchlaufende Naht $> a$, aber $\leqq a_1$, so gelten die Eckenabschrägungen nach b_1.
Ist die durchlaufende Naht $> a_1$, so ist b nach obiger Formel zu bestimmen.

Können aus Beanspruchungs- oder sonstigen Gründen die Mindestgrößen der Ecken nicht eingehalten werden, dann ist auf eine Abschrägung zu verzichten. In diesem Falle sind nach Abb. 2 die Schweißnähte um mindestens $c = 5 \cdot a$ zu unterbrechen.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

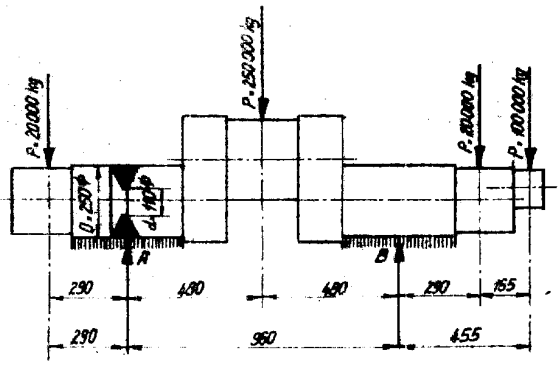
25X1

Page Denied

Next 14 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

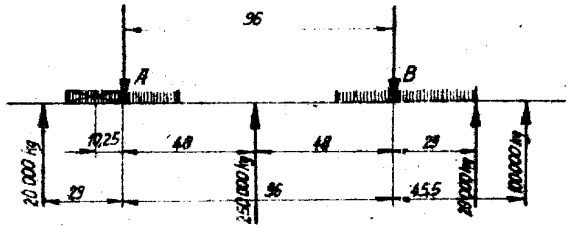


Angenommen der Normalfall

Zahndruck P = 20000 kg; Drehmoment M_d = 15000000 kgcm

Anschweißnaht auf Doppel-V-Naht ausgebildet

Die Lagerstellen A u. B werden als gleichmäßig verteilte Last betrachtet, sodaß folgender Fall zugrunde gelegt wird:



$$A = \frac{250000 \cdot 48 + 20000 \cdot 125 - 20000 \cdot 29 - 100000 \cdot 455}{96} = \sim 100000 \text{ kg}$$

$$M_b = 20000 \cdot 29 - \frac{100000}{2} \cdot 10{,}25 = \sim 70000 \text{ kgcm}; \quad M_d = 1500000 \text{ kgcm}$$

$$W_b = \frac{\pi}{32}\left[\frac{D^4 - d^4}{D}\right] = \frac{3{,}14}{32}\left[\frac{25^4 - 11^4}{25}\right] = 1490 \text{ cm}^3; \quad W_d = 2 \cdot 1490 = 2980 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{70000}{1490} = 47 \text{ kg}^2 \qquad \tau = \frac{1500000}{2980} = 500 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_1 = 0{,}35 \cdot 47 + 0{,}65 \sqrt{4 \cdot 500^2 + 47^2} = \sim 675 \text{ kg/cm}^2$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Der Antriebsmotor N = 25 PS gewählt.

Durch Antriebsmotor am Schwungrad vorhandene Umfangskraft

$$P = \frac{71620 \cdot N}{r \cdot n} = \frac{71620 \cdot 25}{40 \cdot 630} = 71 \text{ kg}$$

Das Drehmoment M_t = Winkelbeschleunigung ε x Massenträgheitsmoment J_d

$M_t = P \cdot r = 71 \cdot 0{,}40 = 28{,}4$ kgm $= \varepsilon \cdot J_d$

Winkelbeschleunigung $\varepsilon = \frac{M_t}{J_d} = \frac{28{,}4}{11{,}36} = 2{,}5$ 1/sek.^{2}

Die Umfangsbeschleunigung $b = r \cdot \varepsilon = 0{,}4 \cdot 2{,}5 = 1$ m/sek.^{2}

Die für die Anlaufbewegung erforderliche Zeit t_1 in welcher das leerlaufende Schwungrad aus dem Ruhezustand auf 630 U/min. gleichförmig beschleunigt wird

$\omega = 65{,}94^{-1} = \varepsilon \cdot t_1$; $t = \frac{\omega}{\varepsilon} = \frac{65{,}94}{2{,}5} = \sim 27$ sek.

Die durch Drehzahlabfall erforderliche Zeit t_1 in welcher das Schwungrad einschließlich des gesamten Antriebes für einen halben Hub von $n_2 = 486$ auf $n_1 = 630$ U/min. gleichförmig beschleunigt wird

Das Massenträgheitsmoment J_d + 15 % für Antrieb = ~ 13 kgmsek.^{2}

Winkelbeschleunigung $\varepsilon = \frac{28{,}4}{13} = 2{,}18$ 1/sek.^{2}

ω_2 = Anfangsgeschwindigkeit ω_1 = Endgeschwindigkeit $= \omega_2 + \varepsilon \cdot t_1$

$$t_1 = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\varepsilon} = \frac{65{,}94 - 50{,}9}{2{,}18} = \sim 7 \text{ sek.}$$

Zeit für einen Hub bei 20 Hüben/min. der Maschine $t = \frac{60}{20} = 3$ sek.

Zeit zum Aufladen des Schwungrades $t_1 = 7$ sek.

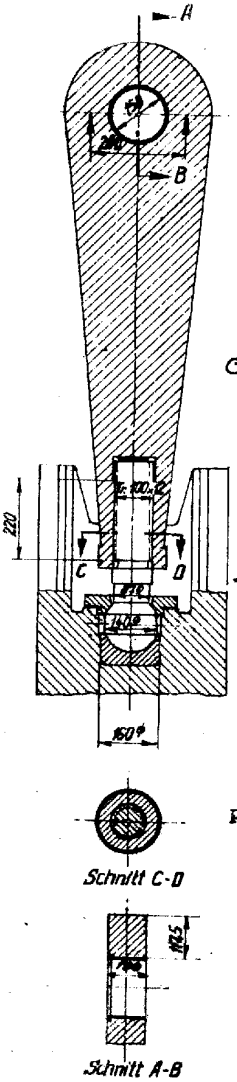
Demnmit der Höchstleistung gearbeitet wird, kann theoretisch mit

$$\frac{60}{\text{Zei für 1/2 Hub + Zeit zum Aufladen}} = \frac{60}{1{,}5 + 7} = 7 \text{ Hüben}$$

gearbeitet werden.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Druckstelze

Druckspannung im Querschnitt C – D

$$\sigma_D = \frac{P}{f} = \frac{100000}{\frac{16^2}{4} - \frac{10^2}{4}} = 815 \text{ kg/cm}^2$$

Druckstelzenkopf wird beansprucht durch Rückzugskraft $= \frac{100000}{10} = 10000$ kg

$$M_b = \frac{10000}{2}\left(\frac{28}{2} - \frac{15}{4}\right) = 51000 \text{ kgcm}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{51000 \cdot 6}{10 \cdot 11{,}75^2} = 250 \text{ kg/cm}^2$$

Druckpfanne

Druckspannung $\sigma_D = \frac{100000 \cdot 4}{\pi \cdot 14^2} = 650 \text{ kg/cm}^2$

Druckspindel

Druckspannung $\sigma_D = \frac{100000 \cdot 4}{\pi \cdot 8{,}5^2} = 1690 \text{ kg/cm}^2$

Flächenpressung im Gewinde

Steigung des Gewindes = 12 mm

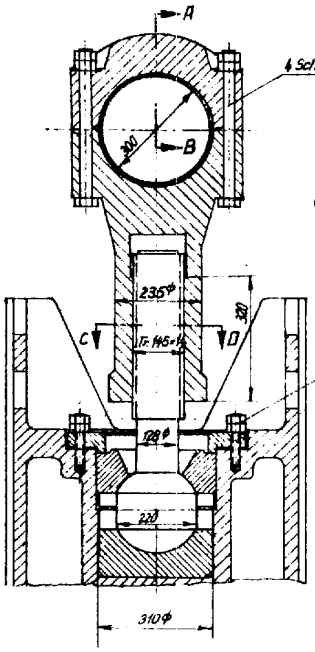
$$p = \frac{100000 \cdot 1{,}2}{\left(\frac{10^2 \cdot \pi}{4} - \frac{8{,}75^2 \cdot \pi}{4}\right) 22} = 300 \text{ kg/cm}^2$$

Der spez. Flächendruck in der Broncebüchse

$$p = \frac{100000}{10 \cdot 15} = 680 \text{ kg/cm}^2$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Druckstelze

Druckspannung im Querschnitt C – D

$$\sigma_D = \frac{P}{F} = \frac{250000}{\left(\frac{23,5^2 \cdot \pi}{4} - \frac{14,5^2 \cdot \pi}{4}\right)} = \underline{930 \text{ kg/cm}^2}$$

Druckstelzendeckel wird beansprucht durch Rückzugskraft $= \frac{250000}{10} = 25000$ kg.

$$M_b = \frac{25000}{2}\left(\frac{38}{2} - \frac{30}{4}\right) = 143000 \text{ kgcm}$$

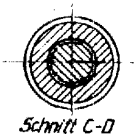
Kraft einer Schraube $= \frac{25000}{4} = 6250$ kg

Kernquerschnitt $F = 9 \text{ cm}^2$

$$\sigma_z = \frac{6250}{9} = \underline{700 \text{ kg/cm}^2}$$

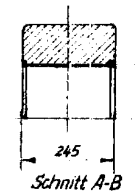
Druckpfanne

Druckspannung $\sigma_D = \frac{250000 \cdot 4}{\pi \cdot 22^2} = \underline{660 \text{ kg/cm}^2}$



Druckspindel

Druckspannung $\sigma_D = \frac{250000 \cdot 4}{\pi \cdot 12,8^2} = \underline{1940 \text{ kg/cm}^2}$



Flächenpressung im Gewinde

Steigung des Gewindes = 1,4 mm

$$p = \frac{250000 \cdot 1,4}{\left(\frac{14,5^2 \cdot \pi}{4} - \frac{13^2 \cdot \pi}{4}\right)32} = \underline{340 \text{ kg/cm}^2}$$

Der spez. Flächendruck in der Broncebüchse

$$p = \frac{250000}{24,5 \cdot 30} = 340 \text{ kg/cm}^2$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Massenträgheitsmoment J

$$J = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{r_1^2 + r^2}{2} \right)$$

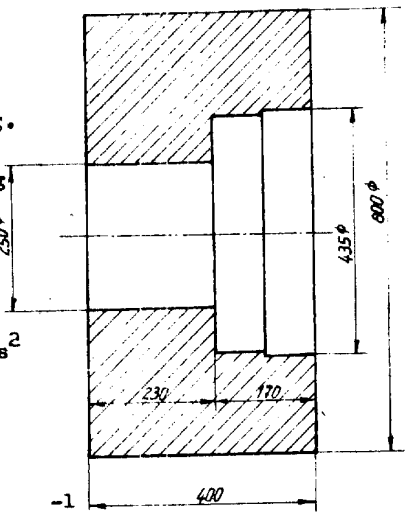
$$G_1 = \left(\frac{8^2 \cdot \pi}{4} - \frac{4{,}35^2 \cdot \pi}{4} \right) 4 \cdot 7{,}3 = 1034 \text{ kg}.$$

$$G_2 = \left(\frac{4{,}35^2 \cdot \pi}{4} - \frac{2{,}5^2 \cdot \pi}{4} \right) 2{,}3 \cdot 7{,}3 = 168 \text{ kg}$$

$$J_1 = \frac{1034}{9{,}81} \cdot \frac{0{,}4^2 + 0{,}2175^2}{2} = 10{,}86 \text{ kg}$$

$$J_2 = \frac{168 \cdot 0{,}2175^2 + 0{,}125^2}{9{,}81 \quad 2} = 0{,}53$$

$$\Sigma J = 11{,}39 \text{ kg/ms}^2$$



Drehzahl des Schwungrades zu Beginn
$n_1 = 630/\text{min}.$

Winkelgeschwindigk. $\omega = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 630}{30} = 65{,}94^{-1}$

$\omega_1^2 = 4348$

Im Schwungrad vorhandene Arbeit $A = \frac{J \cdot \omega^2}{2} = \frac{11{,}39 \cdot 4348}{2} = 24760$ m/kg

Im Schwungrad verbleibende Restarbeit
$A_R = 24760 - 10000 = 14760$ m/kg

hiermit wird $\omega_2^2 = \frac{14760 \cdot 2}{11{,}39} = 2590$; $\omega_2 = \sqrt{2590} = 50{,}9^{-1}$

Drehzahl nach abgegebener Arbeit $n_2 = \frac{50{,}9 \cdot 30}{3{,}14} = 486/\text{min}.$

Drehzahlabfall $= \frac{630 - 486}{630} \cdot 100 = 23\ \%$.

Schwungradmoment GD^2

Energie zu Anfang $E_1 = \frac{J \omega^2}{2} = \frac{J \cdot \pi^2 \cdot n_1^2}{1800} = \frac{11{,}39 \cdot 3{,}14^2 \cdot 630^2}{2 \cdot 1800} = 24760$ m/kg

Energie nach Abgabe der Arbeit $E_2 = \frac{11{,}39 \cdot \pi^2 \cdot 486^2}{1800} = 14760$ m/kg

Also sind $A = E_1 - E_2 = 24760 - 14760 = 10000$ m/kg.

und $J = \frac{GD^2}{4 \cdot 9{,}81}$ das Schwungmoment $GD^2 = 11{,}39 \cdot 4 \cdot 9{,}81 = 445$ m/kg^2

oder $GD^2 = \frac{A \cdot 7160}{n_1^2 - n_2^2} = \frac{10000 \cdot 7160}{630^2 - 486^2} = 445$ kg/m^2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Umdrehungszahl n = 63o ; Material Ge. 26.91

Erforderliche Energieabgabe

Die Hauptpresse leistet den vollen Druck von 25oooo kg auf dem Weg des Stößels von 3o° vor Kurbeltiefstellung bis Kurbeltiefstellung.
Der Arbeitsweg S = Kurbelhalbmesser r - (r·cos 3o°) = 15o - (15o·o,866) = 2o mm . Die hierzu erforderliche Arbeit A_1 = 25oooo·o,o2 = 5ooo m/kg.

Auf der Seitenpresse könnte bei einem Druck von looooo kg annähernd 5o □ geschnitten werden. Angenommen sei der Weg S_1 mit 1/3 von 5o □ Eisen = 17 mm
Die hierzu erforderliche Arbeit A_2 = looooo · o,o17 = 17oo m/kg

Die Arbeit der Reibung

a) Kurbelzapfenlager Hauptpresse $A_3 = \frac{25oooo \cdot o,o6 \cdot 3o \cdot 3,14 \cdot 3o}{36o \cdot 1oo}$ = 118o m/kg.

b) Kurbelwellenlager $A_4 = \frac{35oooo \cdot o,o6 \cdot 25 \cdot 3,14 \cdot 3o}{36o \cdot 1oo}$ = 137o m/kg.

c) Vorgelegewellenla-ger $A_5 = \frac{4oooo \cdot o,o6 \cdot 14 \cdot 3,14 \cdot 3o \cdot 7,33}{36o \cdot 1oo}$ = 65o m/kg

d) Kurbelzapfenlager Seitenpresse $A_6 = \frac{looooo \cdot o,o6 \cdot 15 \cdot 3,14 \cdot 3o}{36o \cdot 1oo}$ = 24o m/kg

e) sonstige Reibungsarbeit = 36o m/kg

Gesamt-Arbeit A_G = 1o5oo m/kg

Die Motorleistung N = 25 PS

Zeit für die Arbeitsdauer t = $\frac{6o}{5o \cdot 12}$ = o,25 sek.

Motorarbeit während der Arbeitsdauer A_M = 25·75 o,25 = 469 m/kg

Vom Schwungrad abzugebende Arbeit = 1o 5oo m/kg
- 469
1o o31 m/kg

A_S = loooo m/kg

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die rechnerische Lebensdauer der verwendeten Kugellager nach Kugellager-Katalog :

Hierin bedeuten

Q = Tragfähigkeit des Lagers

P_g = Gesamtbelastung des Lagers

a = eine Lebensdauerzahl

Lebensdauer aus Nomogramm

Pendelrollenlager 22324 $a = \frac{P_g}{Q}$

$= a = \frac{9100}{11000} = 0{,}83 =$ 9000 Betriebsstunden

Pendelrollenlager 22226

$a = \frac{2250}{7500} = 0{,}27 =$ 70000 Betriebsstunden

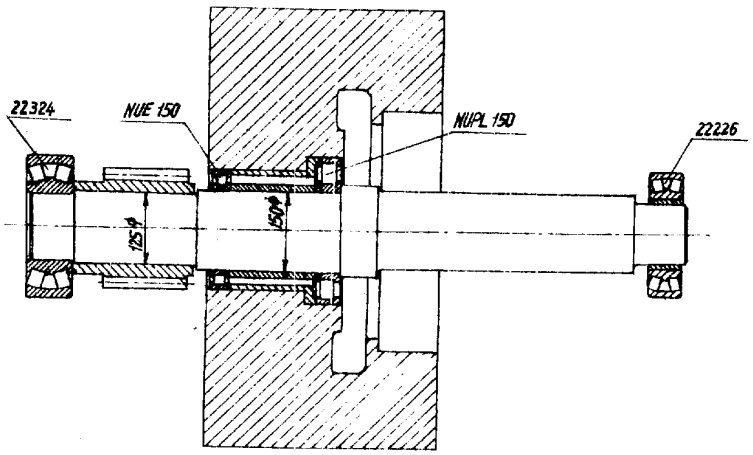
Bei dem Schwungrad wurde nur das Zylinderrollenlager NUPL 150 in Rechnung gesetzt.

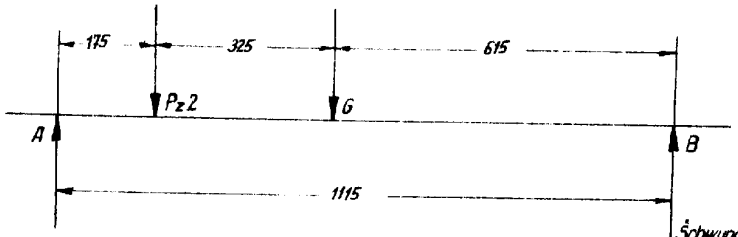
$a = \frac{1500}{4500} = 0{,}3 =$ 70000 Betriebsstunden

Die beiden vorhergehenden Lager sind aus konstruktiven Gründen so groß gewählt.

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6





Auflagerdruck $A_H = \frac{9760 \cdot 0{,}707 \cdot 94}{111{,}5} = 582o$ kg

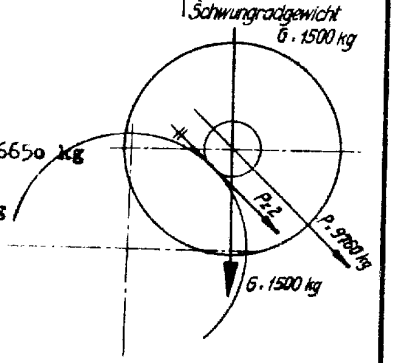
" $B_H = \frac{9760 \cdot 0{,}707 \cdot 17{,}5}{111{,}5} = 1o8o$ kg

" $A_V = \frac{9760 \cdot 0{,}707 \cdot 94 + 1500 \cdot 61{,}5}{111{,}5} = 665o$ kg

" $B_V = \frac{9760 \cdot 0{,}707 \cdot 17{,}5 + 1500 \cdot 50}{111{,}5} = 175o$ kg

" $A = \sqrt{582o^2 + 665o^2} = 9loo$ kg

" $B = \sqrt{1o8o^2 + 175o^2} = 2o5o$ kg



Querschnitt I - I

$M_b = 9loo \cdot 17{,}5 = 159ooo$ kgcm

$M_d = 94ooo$ kg/cm $\quad W_b = \frac{d^3}{1o} = \frac{12{,}5^3}{1o} = 195$ cm^3; $W_d = 39o$ cm^3

$\sigma_b = \frac{159ooo}{195} = 81o$ kg/cm^2 ; $\tau = \frac{94ooo}{39o} = 24o$ kg/cm^2

$\sigma_i = o{,}35 \cdot 81o + o{,}65 \sqrt{4 \cdot 24o^2 + 81o^2} = 1ooo$ kg/cm^2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

$\sigma_b = \frac{175000}{173} = 1000 \text{ kg/cm}^2$; $\tau = \frac{205000}{346} = 595 \text{ kg/cm}^2$

$\sigma_i = 0{,}35 \cdot 1000 + 0{,}65 \sqrt{4 \cdot 595^2 + 1000^2} = 1350 \text{ kg/cm}^2$

Querschnitt II - II

$M_b = \frac{1760 \cdot 79{,}14}{2} = 116000 \text{ kgcm}$

$M_d = 410000 \text{ kgcm}$

$W_b = \frac{a^3}{10} = \frac{13{,}5^3}{10} = 246 \text{ cm}^3$; $W_d = \frac{13{,}5^3}{5} = 492 \text{ cm}^3$

$\sigma_b = \frac{116000}{246} = 470 \text{ kg/cm}^2$; $\tau = \frac{410000}{492} = 830 \text{ kg/cm}^2$

$\sigma_i = 0{,}35 \cdot 470 + 0{,}65 \sqrt{4 \cdot 830^2 + 470^2} = 1264 \text{ kgcm}^2$

Der spez. Flächendruck

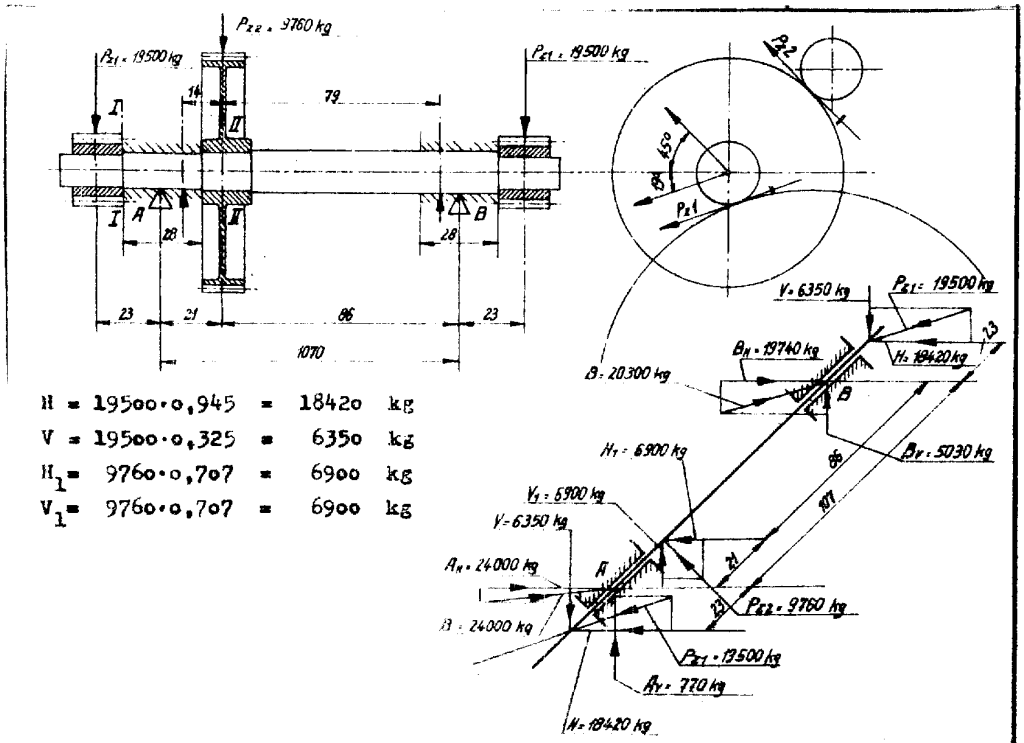
im Lager A $= \frac{24000}{13{,}5 \cdot 25} = 70 \text{ kg/cm}^2$

im Lager B $= \frac{20300}{14 \cdot 25} = 58 \text{ kg/cm}^2$

Länge der Bronzebüchsen = 25 cm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



H = 19500·0,945 = 18420 kg
V = 19500·0,325 = 6350 kg
H_1 = 9760·0,707 = 6900 kg
V_1 = 9760·0,707 = 6900 kg

Auflagerdruck $A_H = \frac{18420 \cdot 130 + 6900 \cdot 86 - 18420 \cdot 23}{107} = 24000$ kg

" $B_H = 18420 + 6900 + 18420 - 24000 = 19740$ kg

A " $A_V = \frac{6350 \cdot 130 - 6900 \cdot 86 - 6350 \cdot 23}{107} = 770$ kg

" $B_V = 6350 - 6900 + 6350 - 770 = 5030$ kg

Lagerdruck bei A = $\sqrt{24000^2 + 770^2} = 24000$ kg

" bei B = $\sqrt{19740^2 + 5030^2} = 20300$ kg

Querschnitt I - I

M_b = 19500·9 = 175000 kgcm

$M_d = \frac{410000}{2} = 205000$ kgcm

$W_b = \frac{d^3}{10} = \frac{12^3}{10} = 173$ cm³ ; $W_d = \frac{d^3}{5} = 346$ cm³

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Örtlich treffen beim Übergang des Wellenzapfens zur Kurbelwange die Spannungen σ_I; σ_{III} und τ zusammen.

hiermit folgt:

$$\sigma_I + \sigma_{III} = 1080 + 175 = 1255 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_i = 0{,}35 \cdot 1255 + 0{,}65 \sqrt{4 \cdot 330^2 + 1255^2} = 1360 \text{ kg/cm}^2$$

3.) Kurbelzapfen (Seitenpresse)

$$M_b = 100000 \cdot 5 = 500000 \text{ kgcm} \qquad W = \frac{d^3}{10} = \frac{15^3}{10} = 337 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_B = \frac{500000}{337} = 1485 \text{ kg/cm}^2$$

4.) Zahnradsitz Querschnitt bei D

Ebene I - I

$$M_{bI} = 1950 \cdot 8{,}5 + 5100 \cdot 25 = 144075 \text{ kgcm}$$

$$W = \frac{d^3}{10} = \frac{24^3}{10} = 1382 \text{ cm}^3; \quad \sigma_I = \frac{144075}{1382} = 105 \text{ kg/cm}^2$$

Ebene II - II

$$M_{b\,II} = 86000 \cdot 25 = 2150000 \text{ kgcm}; \quad \sigma_{II} = \frac{2150000}{1382} = 159 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{III} = \sqrt{105^2 + 159^2} = 190 \text{ kg/cm}^2$$

Drehmoment $M_d = 1500000$ kgcm ; $\quad W_d = \frac{d^3}{5} = \frac{24^3}{5} = 2764 \text{ cm}^3$

$$\tau = \frac{1500000}{2764} = 545 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_i = 0{,}35 \cdot 190 + 0{,}65 \sqrt{4 \cdot 545^2 + 190^2} = 209 \text{ kg/cm}^2$$

Der max. spez. Flächendruck im Kurbelwellenlager $= \frac{290000}{25 \cdot 41} = 283 \text{ kg/cm}^2$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die max. Beanspruchung im mittleren Teil der Kurbelwelle tritt nur auf, beim Arbeiten der Hauptpresse.

Hiermit folgt:

1.) Kurbelzapfen (Hauptpresse)

Ebene I - I

$M_{b\,I} = \frac{142000 \cdot 80}{4} = 2840000$ kgcm

$W = \frac{d^3}{10} = \frac{30^3}{10} = 2700$ cm^3

$\sigma_I = \frac{2840000}{2700} = 1050$ kg/cm^2

Ebene II - II

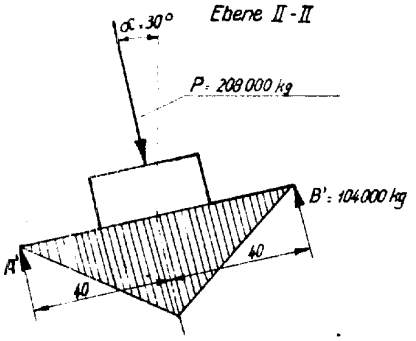
$M_{bII} = \frac{208000 \cdot 80}{4} = 4160000$ kgcm

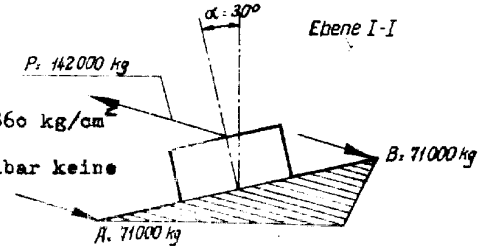
$\sigma_{II} = \frac{4160000}{2700} = 1540$ kg/cm^2

$\sigma_i = \sqrt{1050^2 + 1540^2} = 1860$ kg/cm^2

Das Drehmoment verursacht unmittelbar keine Spannungen im Kurbelzapfen.

Ebene





2.) Kurbelarm Kraftwirkung bei C

Drehmoment $M_d = 71000 \cdot 20 = 1420000$ kgcm

Biegemoment $M_{bI} = 104000 \cdot 20 = 2080000$ kgcm

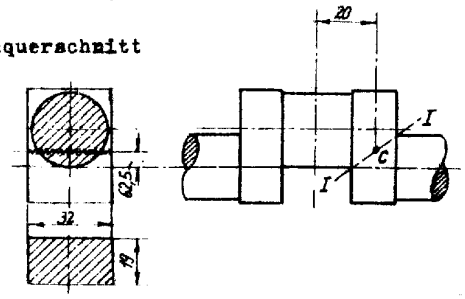
" $M_{bII} = 71000 \cdot 6{,}25 = 450000$ kgcm

Druckspannung σ_3 über den Wangenquerschnitt durch $\frac{208000}{2}$

$\sigma = \frac{142000 \cdot 9}{2 \cdot 19 \cdot 32^2} = 330$ kg/cm^2

$\sigma_I = \frac{208000 \cdot 6}{32 \cdot 19^2} = 1080$ kg/cm^2

$\sigma_{II} = \frac{450000 \cdot 6}{19 \cdot 32^2} = 140$ kg/cm^2

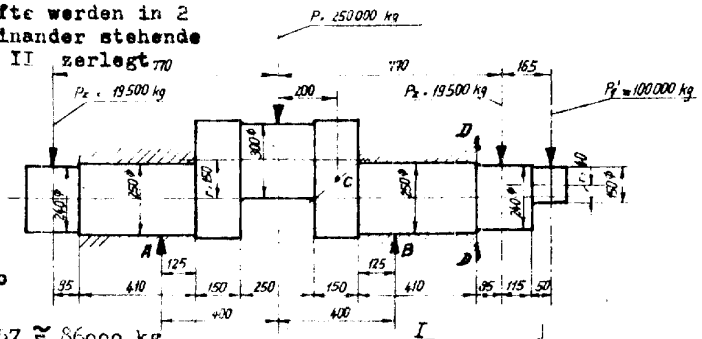


$\sigma_{III} = \frac{104000}{19 \cdot 32} = 175$ kg/cm^2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Sämtliche Kräfte werden in 2 senkrecht zueinander stehende Ebenen I und II zerlegt.



$P_1' = P \cdot \cos .31^\circ$

$= 100000 \cdot 0{,}857 \cong 86000$ kg

$P_2' = P \cdot \cos .\ 59^\circ = 100000 \cdot 0{,}515 \cong 51000$ kg

$A' = \frac{208000 \cdot 48 - 86000 \cdot 45{,}5}{96} \cong 64000$ kg

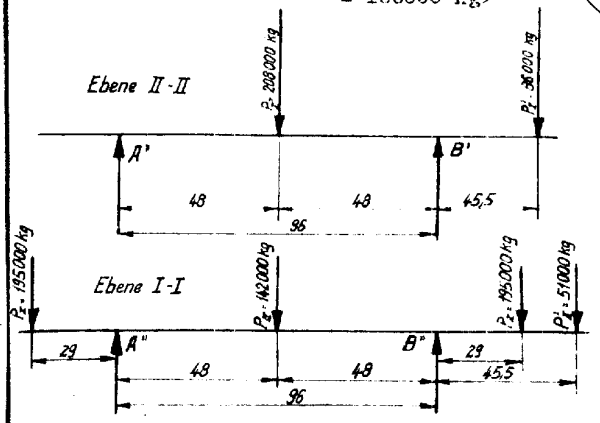
$B' = (208000 + 86000) - 64000 \cong 230000$ kg

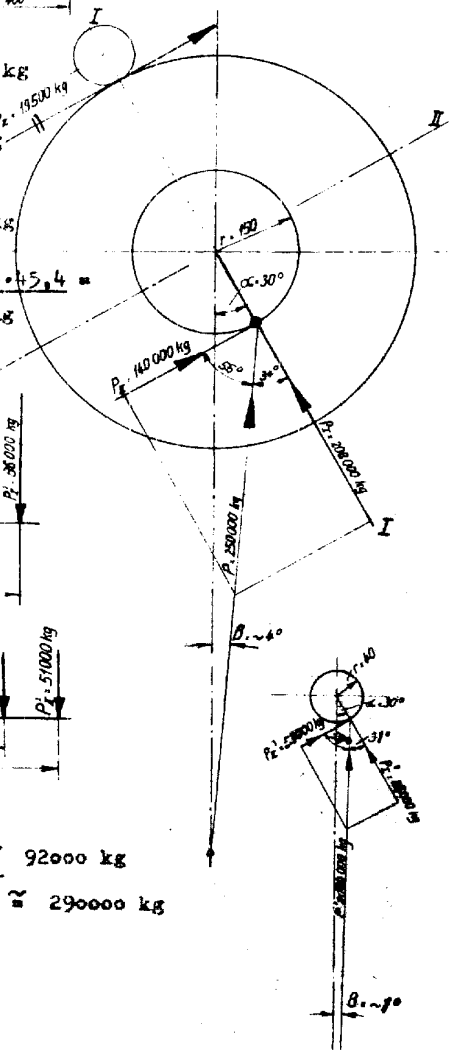
$A'' = \frac{142000 \cdot 48 + 19500 \cdot 125 - 19500 \cdot 29 - 51000 \cdot 45{,}4}{96} =$

$\cong 66000$ kg

$B'' = (19500 + 142000 + 19500 + 51000) - 66000 =$

$\cong 166000$ kg





Lagerdruck bei A = $\sqrt{64000^2 + 66000^2} \cong 92000$ kg

Lagerdruck bei B = $\sqrt{230000^2 + 166000^2} \cong 290000$ kg

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Achsdruck A nach Riementheorie

= 3 P wenn P = Umfangskraft

aus $P \cdot r = Md = \frac{71620 \cdot N}{n}$

r = 40 cm

$P = \frac{71620 \cdot 25}{40 \cdot 630} \approx 71$ kg

$A = 3\,P = 3 \cdot 71 = 213$ kg

$P_{z\,1} = 19500$ kg

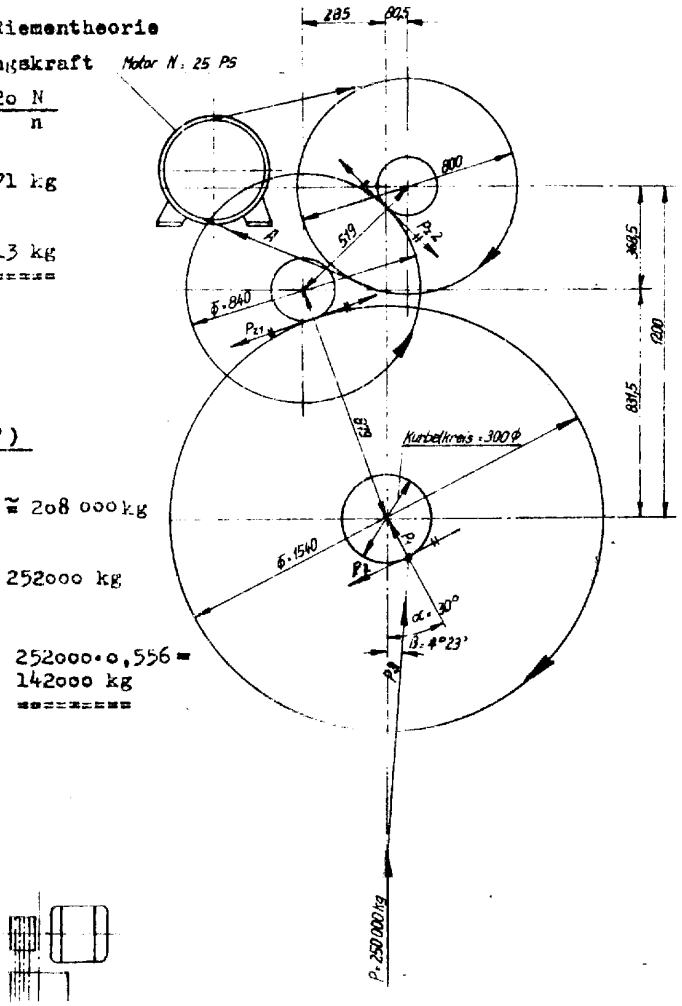
$P_{z\,2} = 9760$ kg

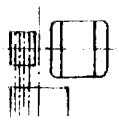
$P_1 = \frac{P \cdot \cos.(\alpha + \beta)}{\cos.\beta}$

$P_1 = \frac{250000 \cdot 0,82527}{0,997} \approx 208\,000$ kg

$P_3 = \frac{P}{\cos.} = \frac{250000}{0,997} \approx 252000$ kg

$P_2 = P_3 \cdot \cos.56^0 = 252000 \cdot 0,556 = \approx 142000$ kg





Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Beanspruchung der Radzähne (Hauptpresse einschl. Seitenpresse)

a) Kurbelräder $P_z'1 = \frac{3000000}{2,77} =$ 19500 kg

$\sigma_b = \frac{12 \cdot 19500}{14 \cdot 17 \cdot 2,165^2} =$ 2100 kg/cm²

b) Ritzel $\sigma_b = \frac{12 \cdot 19500}{14 \cdot 18 \cdot 1,89^2} =$ 2600 kg/cm²

c) Vorgelegerad $P_z'2 \quad \frac{410000}{42} =$ 9760 kg

$\sigma_b = \frac{12 \cdot 9760}{12 \cdot 14,5 \cdot 2,15^2} =$ 1460 kg/cm²

d) Ritzel $\sigma_b = \frac{12 \cdot 9760}{12 \cdot 15 \cdot 1,92^2} =$ 1770 kg/cm²

Es kommt eine Lamellenreibungskupplung mit einem größtzulässigen Drehmoment von 125000 kg/cm zur Anwendung.

$\frac{(125000 - 83500) \cdot 100}{83500} =$ 49,5 % Reserve (Hauptpresse)

$\frac{(125000 - 94000) \cdot 100}{94000} =$ 33 % Reserve (Hauptpresse einschl. Seitenpresse)

Keilriementrieb — 4 Stück Keilriemen Profil C

$n_3 = 630$, $n_4 = 1440$ } $i = 1/2,29$ $D_m = 784$; $D = 800$ $d_m = 344$; $d = 360$ endlos $L_m = 3200$ mm

$V = \frac{0,344 \cdot 3,14 \cdot 1440}{60} =$ 25,6 m/sek.

Umschlingungswinkel der kleinen Scheibe = 141°
Sicherheitsfaktor $f = 0,94$

Damit überträgt ein Riemen bei 25,6 m/sek. $N_1 =$ 10,6 PS
Alle 4 Riemen übertragen zusammen

$N = 0,94 \cdot 4 \cdot 10,6 =$ 40 PS PS vorgesehene Motorleistung = 25 PS

$\frac{40 - 25}{25} \cdot 100 =$ ~ 60 % Reserve

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Übersetzungen

z_1 = 110; t = 14π; Φ = 1540 mm b = 170 mm; n_1 = 20 } i = 1/7,33

z_2 = 15; t = 14π + 2·4 mm korr; Φ = 218 mm b = 180 mm, n_2 = 146,4 } i = 1/7,33

z_3 = 70; t = 12π; Φ = 840 mm b = 145 mm; n_2 = 146,4 } i = 1/4,37

z_4 = 16; t = 12π + 2·3 mm korr. = 198 mm; b = 150 mm; n_3 = 641 } i = 1/4,37

Drehmomente Hauptpresse

1) Kurbelwelle Md I = 2662500 kg/cm

2) Vorgelegewelle $\frac{2666500}{7,33}$ = Md II = 364000 kg/cm

3) Schwungradwelle $\frac{364000}{4,37}$ = Md III 83500 kg/cm

Drehmomente Hauptpresse einschließlich Seitenpresse

1) Kurbelwelle Md'I = 3000000 kg/cm

2) Vorgelegewelle $\frac{3000000}{7,33}$ = Md'II = 410000 kg/cm

3) Schwungradwelle $\frac{410000}{4,37}$ Md'III = 94000 kg/cm

Die Beanspruchung der Radzähne Hauptpresse

a) Kurbelräder $P_{z\,1} = \frac{2662500}{2 \cdot 77} = 17350$ kg

$\sigma_b = \frac{120 \cdot 17350}{14 \cdot 17 \cdot 216^2} = 186$ kg/cm^2

b) Ritzel $\sigma_b = \frac{120 \cdot 17350}{14 \cdot 18 \cdot 1,89^2} = 2300$ kg/cm^2

c) Vorgelegerad $P_{z\,2} = \frac{364000}{42} = 8660$ kg

$\sigma_b = \frac{120 \cdot 8660}{12 \cdot 14,5 \cdot 2,15^2} = 1300$ kg/cm^2

d) Ritzel $\sigma_b = \frac{120 \cdot 8660}{12 \cdot 15 \cdot 1,92^2} = 1570$ kg/cm^2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Übersetzungen

Z_1 = 110; t = 14π; Φ = 1540 mm b = 170 mm; n_1 = 2e

Z_2 = 15; t = 14π + 2·4 mm korr; Φ = 218 mm b = 180 mm, n_2 = 146,4 } i = 1/7,33

Z_3 = 70; t = 12π; Φ = 840 mm b = 145 mm; n_2 = 146,4

Z_4 = 16; t = 12π + 2·3 mm korr. = 198 mm; b = 150 mm; n_3 = 641 } i = 1/4,37

Drehmomente Hauptpresse

1) Kurbelwelle Md I = 2662500 kg/cm

2) Vorgelegewelle $\frac{2666500}{7,33}$ = Md II = 364000 kg/cm

3) Schwungradwelle $\frac{364000}{4.37}$ = Md III 835ee kg/cm

Drehmomente Hauptpresse einschließlich Seitenpresse

1) Kurbelwelle Md'I = 3000000 kg/cm

2) Vorgelegewelle $\frac{3000000}{7,33}$ = Md'II = 410000 kg/cm

3) Schwungradwelle $\frac{410000}{4,37}$ Md'III = 94000 kg/cm

Die Beanspruchung der Radzähne Hauptpresse

a) Kurbelräder $P_{z\,1} = \frac{2662500}{2 \cdot 77} = 17350$ kg

$\sigma_b = \frac{120 \cdot 17350}{14 \cdot 17 \cdot 2165^2} = 186$ kg/cm^2

b) Ritzel $\sigma_b = \frac{120 \cdot 17350}{14 \cdot 18 \cdot 1,89^2} = 2300$ kg/cm^2

c) Vorgelegerad $P_{z\,2} = \frac{364000}{42} = 866$ kg

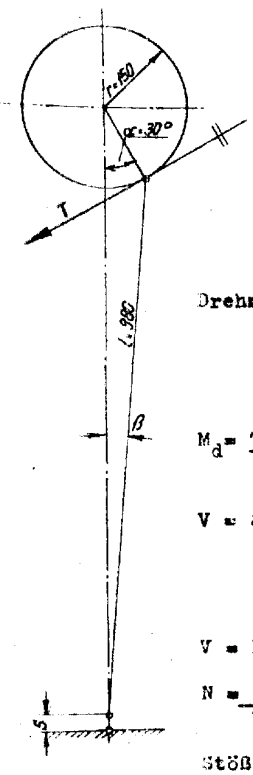
$\sigma_b = \frac{120 \cdot 8660}{12 \cdot 14,5 \cdot 2,15^2} = 1300$ kg/cm^2

d) Ritzel $\sigma_b = \frac{120 \cdot 8660}{12 \cdot 15 \cdot 1,92^2} = 1570$ kg/cm^2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Hauptpresse



Max. Druck von 30° vor Kurbeltiefstellung bis Kurbeltiefstellung = 250000 kg.

$\sin\beta = \frac{r \cdot \sin\alpha}{l} = \frac{150 \cdot 0{,}5}{980} = 0{,}07653$

$\beta = 4^\circ\ 23'$

Drehkraft $T = \frac{P \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} = \frac{250000 \cdot 0{,}56473}{0{,}99707}$

$= 142000$ kg.

Drehmoment $M_d = T \cdot r = 142000 \cdot 15 = 2130000$ kg/cm

+ 25 % Reibung = 532500 "

$= 2662500$ kg/cm

$M_d = \frac{7162 \cdot N}{n}$; $N = \frac{M_d \cdot n}{7162} = \frac{2662500 \cdot 20}{7162} \simeq 740$ PS

V = Stößelgeschw. $= R \cdot \omega / \sin\alpha - \frac{1R}{2\,1} \sin 2\alpha)$

$\omega = \frac{\pi \cdot 20}{30} = 2{,}09\ ^{-1}$

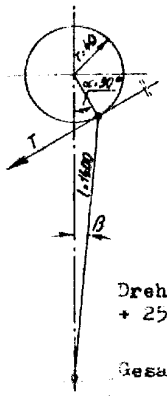
$V = 150 \cdot 2{,}09\ (0{,}5 - \frac{150}{2 \cdot 980}[- 0{,}86603]) = 177{,}5$ mm/sek.

$N = \frac{P \cdot V}{75} = \frac{250000 \cdot 0{,}1775}{75} \cdot 1{,}25 \simeq 740$ PS

Stößelweg $S = r - r \cdot \cos\alpha = 150 - 150 \cdot 0{,}86603$

$= 150 - 129{,}9 = 20{,}1$ mm

Seitenpresse



Der Gesamtdruck beider Pressen Hauptpresse einschl. Seitenpresse tritt nur auf bei 30° vor Kurbeltiefstellung.

$\sin\beta = \frac{r \cdot \sin\alpha}{l} = \frac{40 \cdot 0{,}5}{1400} = 0{,}0143$; $= \sim 1^\circ$

Drehkraft $T = \frac{P \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos} = \frac{100000 \cdot 0{,}51504}{0{,}99985} = 51500$ kg

Drehmoment $M_d = 51500 \cdot 4 = 206000$ kg/cm

+ 25 % Reibung 51500

257500 kg/cm

Gesamtdrehmoment = 2662500

257500

2920000 kg/cm = 3.000000 kg/cm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Anker = 13o ϕ

Ankerlängung Δl

$\Delta l = \frac{393,5 \times 130000}{2100000 \times 132,7} = 0,184 cm =$

$= 1,84$ mm

P_E = Belastung bei welcher der Körper spannungslos wird

P_B = Betriebsbelastung

P_V = Vorspannkraft

P_R = Restvorspannung

Körper - Spannungslos

F Anker = 132,7 cm

σ max = $\frac{214850}{132,7} = 1640$ kg/cm²

Betriebsspannung

σ max = $\frac{180000}{132,7} = 1360$ kg/cm²

Restvorspannung

$P_R = \frac{84850}{130000} = 0,65\ P_B$

Betriebsspannung

σ max = $\frac{152500}{132,7} = 1150$ kg/cm²

$P_R = \frac{152500}{62500} = 2,44\ P_B$

Spannung in Ruhezustand

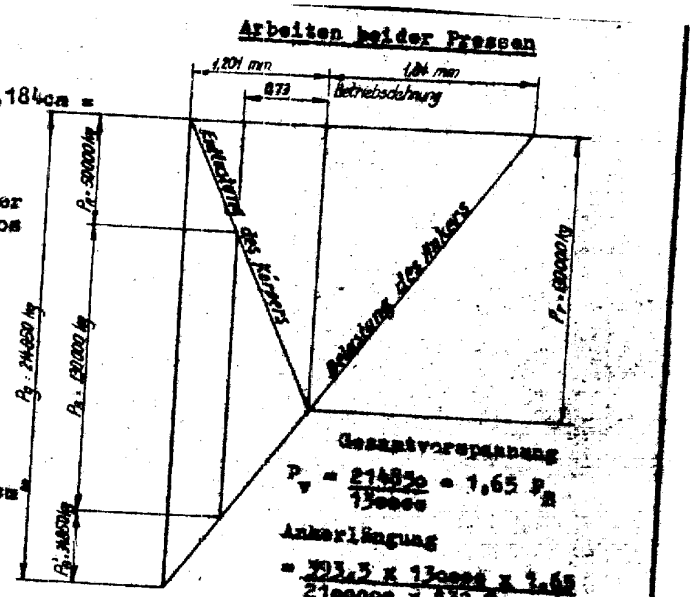
$\sigma_R = \frac{130000}{132,7} = 980$ kg/cm

Kerbbeanspruchung

Gewinde M 128 x 3 DIN 243

$\sigma_z = \frac{180000 \cdot 4}{12,4^2 \cdot \pi} = 1680$ kg/cm²

Arbeiten beider Pressen



Gesamtvorspannung

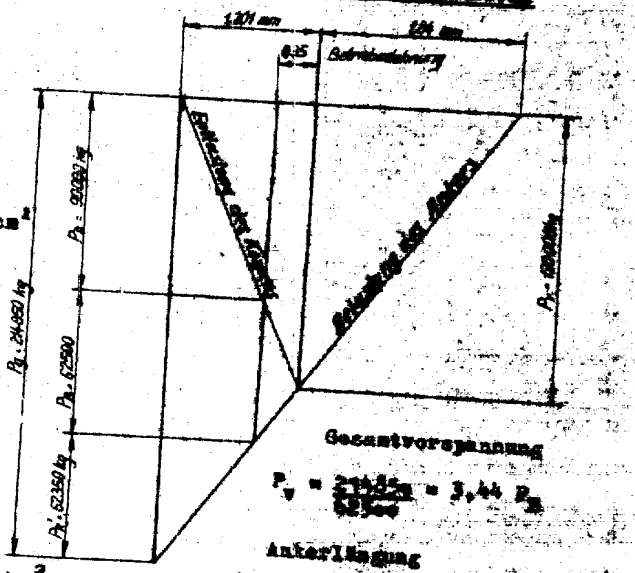
$P_V = \frac{214850}{130000} = 1,65\ P_B$

Ankerlängung

$= \frac{393,5 \times 130000 \times 1,65}{2100000 \times 132,7}$

$= 3,041$ mm

Arbeiten der Hauptpresse allein



Gesamtvorspannung

$P_V = \frac{214850}{62500} = 3,44\ P_B$

Ankerlängung

$= \frac{393,5 \times 62500 \times 3,44}{2100000 \times 132,7}$

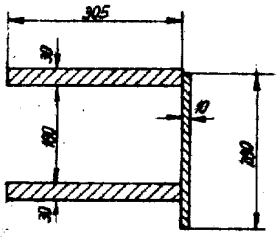
$= 3,041$ mm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Querschnitte des Kopfstückes

Querschnitt VIII

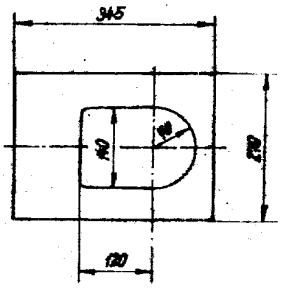


Fgesamt = 211 cm^2; Länge L = 93 cm

$$l_{F\ VIII} = \frac{93 \cdot 130000}{2100000 \cdot 211} = 0{,}027\ cm = 0{,}27\ mm$$

$$\sigma d = \frac{130000}{211} = 620\ kg/cm^2$$

Querschnitt IX



Fgesamt = 686,5 cm^2; Länge L = 8 cm

$$l_{F\ IX} = \frac{8 \cdot 130000}{2100000 \cdot 686{,}5} = 0{,}0007\ cm = 0{,}007\ mm$$

L_F gesamt = 0,27 + 0,007 = 0,277 mm

Die Zusammendrückung des gesamten Körpers

a) Tisch = 0,156 mm
b) Ständer = 0,767 mm
c) Kopfstück = 0,277 mm

L_f = 1,200 mm

Die max. Durchbiegung des gesamten Körpers setzt sich zusammen :

a) max.Durchbiegung d. Tisches = 0,04 mm
b) " " d. Kopfstückes = 0,05 mm
c) Verlängerung der Ständer durch Betriebskraft P_b

$$= \frac{L_f \text{ Ständer} \cdot P_R}{P_b} = \frac{0{,}767 \cdot 50000}{130000} = f = 0{,}39\ mm$$

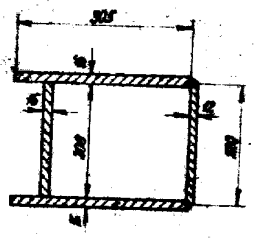
Gesamtdurchbiegung des Körpers = 0,4 mm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Querschnitte des Ständers

Querschnitt IV

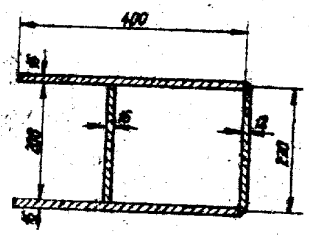


F gesamt = 157,28 cm^2; Länge L = 60 cm

$l_{F_{IV}} = \frac{60 \cdot 130000}{2100000 \cdot 157,28} = 0,024$ cm = 0,24 mm

$\sigma_d = \frac{130000}{157,28} = 830$ kg/cm^2

Querschnitt V

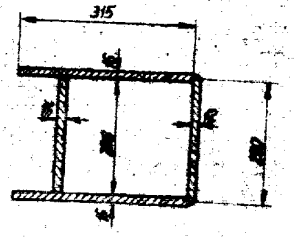


F gesamt = 187,68 cm^2; Länge L = 94,5 cm

$l_{F_V} = \frac{94,5 \cdot 130000}{2100000 \cdot 187,68} = 0,031$ cm = 0,31 mm

$\sigma_d = \frac{130000}{187,68} = 700$ kg/cm^2

Querschnitt VI

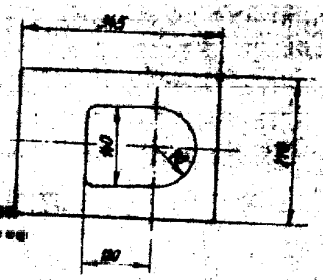


F gesamt = 160,48 cm^2; Länge L = 55 cm

$l_{F_{VI}} = \frac{55 \cdot 130000}{2100000 \cdot 160,48} = 0,021$ cm = 0,21 mm

$\sigma_d = \frac{130000}{160,48} = 810$ kg/cm^2

Querschnitt VII



F gesamt = 686,5 cm^2; Länge L = 8 cm

$l_{F_{VII}} = \frac{8 \cdot 130000}{2100000 \cdot 686,5} = 0,0007$ cm = 0,007 mm

$\sigma_d = \frac{130000}{686,5} = 190$ kg/cm^2

$L_{f\ gesamt} = 0,24 + 0,31 + 0,21 + 0,007 = 0,767$ cm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Zusammendrückung der einzelnen Querschnitte des Körpers durch Einschrumpfen der Zuganker. Bei der Vorspannkraft Pv der einzelnen Anker wurde in der Berechnung die max.-Betriebsbelastung zugrunde gelegt.

P_v = 130000 kg = $\frac{\text{Max. Auflagerdruck B}}{2}$

Die Querschnitte des Tischkörpers

Querschnitt I

F gesamt = 252 cm^2; Länge L = 59,5 cm

$$\Delta_{F_I} = \frac{L \cdot P}{E \cdot F} = \frac{59,2 \cdot 130000}{2100000 \cdot 252} = 0,0146 \text{ cm} = 0,146 \text{ mm}$$

$$\sigma_D = \frac{P}{F} = \frac{130000}{252} = 515 \text{ kg/cm}^2$$

Querschnitt II

F gesamt = 1041 cm^2; Länge L = 10,5 cm

$$\Delta_{F_{II}} = \frac{10,2 \cdot 130000}{2100000 \cdot 1041} = 0,00005 \text{ cm} = 0,0005 \text{ cm}$$

$$\sigma_D = \frac{130000}{1041} = 125 \text{ kg/cm}^2$$

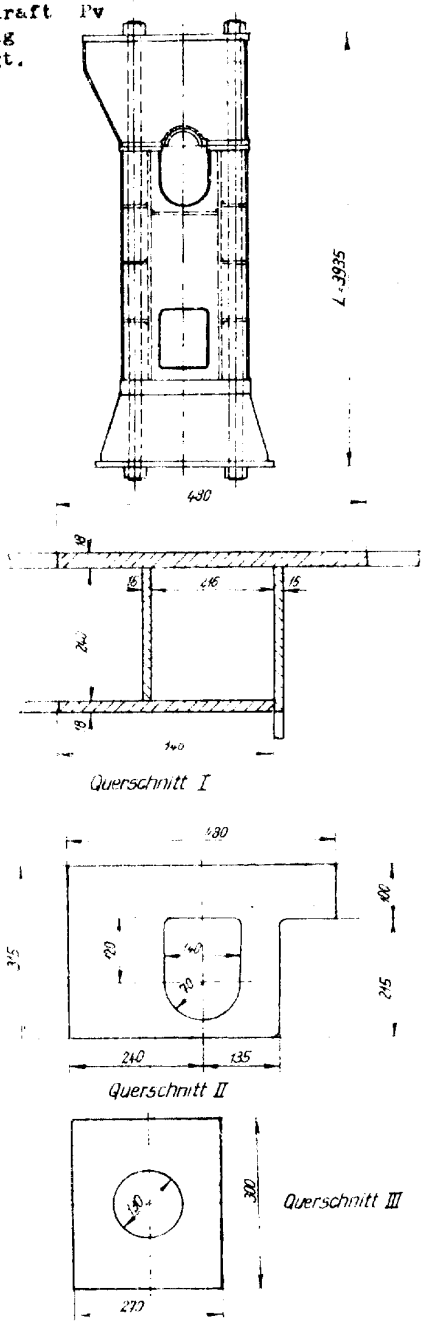
Querschnitt III

f gesamt = 677 cm^2 ; Länge L = 3,8 cm

$$\Delta_{F_{III}} = \frac{3,8 \cdot 130000}{2100000 \cdot 677} = 0,00035 \text{ cm} = 0,0035 \text{ mm}$$

$$\sigma_D = \frac{130000}{677} = 192 \text{ kg/cm}^2$$

Δ_F gesamt = 0,146 + 0,0005 + 0,0035 = 0,1500 mm



AGTA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Träger rechts

$$s = \frac{6 \cdot 76 \cdot 38 + 5 \cdot 27 \cdot 78{,}5}{6 \cdot 76 + 5 \cdot 27} = 47{,}3 \text{ cm}$$

$$J_1 = \frac{6 \cdot 76^3}{12} + 456 \cdot 9{,}3^2 = 258932 \text{ cm}^4$$

$$J_2 = \frac{27 \cdot 5^3}{12} + 135 \cdot 31{,}2^2 = 131609 \text{ "}$$

$$J = 390622 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{J}{s} = \frac{390622}{47{,}3} = 8250 \text{ cm}^3$$

$$M_b = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{260000 \cdot 92}{4} = 6000000 \text{ kg/cm}$$

$$\sigma b = \frac{M}{W} = \frac{6000000}{8250} = 725 \text{ kg/cm}^2$$

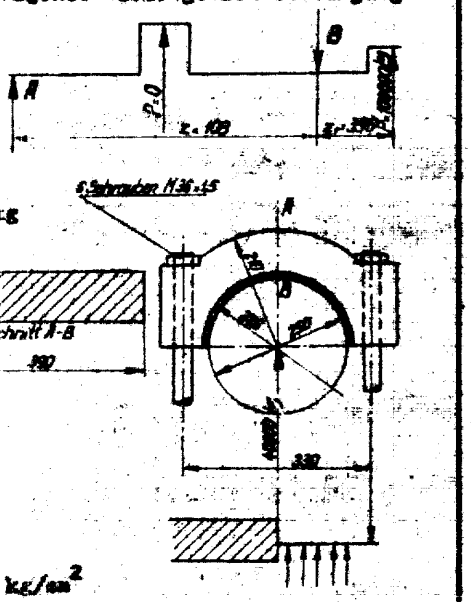
Durchbiegung $f = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{260000 \cdot 92^3}{48 \cdot 2100000 \cdot 390000} = 0{,}005$ cm $f = 0{,}05$ mm

Der spez. Flächendruck des Lagerringsitzes

$$p = \frac{P}{F} = \frac{260000}{6 \cdot 42} = 1030 \text{ kg/cm}^2$$

Kurbellager - Deckelschrauben

Die Rückzugkraft $P = \frac{P}{10} = \frac{250000}{10}$ wird durch folgende Gleichgewichtsbedingung übertroffen:



Beim Arbeiten der Seitenpresse folgt

$A \cdot l - P \cdot l = 0$

$A = \frac{P \cdot l}{l} = \frac{100000 \cdot 39{,}5}{108} = 37000$ kg

$B = \frac{P(l_1 + l)}{l} = \frac{100000 \cdot 147{,}5}{108} = 136500$ kg

Max. Rückzugskraft einschl. Gewicht des Stößels, Kurbelwelle u. Zahnräder = 40000 kg

Lagerdeckel

$M_b = \frac{40000}{2}\left(\frac{33}{2} - \frac{25}{4}\right) = 265000$ kg/cm

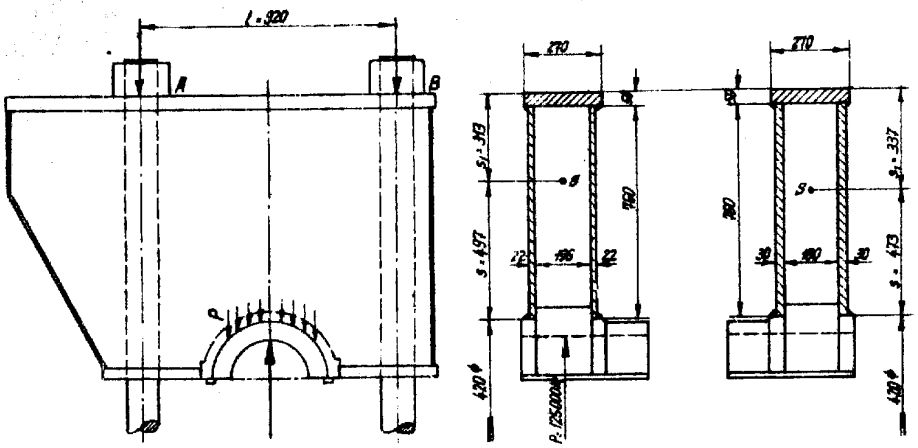
$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{265000 \cdot 6}{39 \cdot 7{,}25^2} = 600$ kg/cm^2

Kraft einer Schraube = $\frac{40000}{6} = 6700$ kg

Kernquerschnitt $F = 9$ cm^2 $= \frac{6700}{9} = 750$ kg/cm^2

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Die beiden Querträger des Kopfstückes sind als Träger auf 2 Stützen mit in der Mitte angreifender Last P zu betrachten.
Der linke Träger wird beim Arbeiten der Hauptpresse mit P = 125000 kg belastet, der rechte Träger durch Hauptpresse einschl. Seitenpresse mit P = 260000 kg. Die Lageroberteile wurden nicht in Rechnung gesetzt.

Träger links

$$s = \frac{4{,}4 \cdot 76 \cdot 38 + 5 \cdot 27 \cdot 78{,}5}{4{,}4 \cdot 76 + 5 \cdot 27} = 49{,}7\,cm$$

$$J_1 = \frac{4{,}4 \cdot 76^3}{12} + 334{,}4 \cdot 11{,}7^2 = 206737\ cm^4$$

$$J_2 = \frac{27 \cdot 5^3}{12} + 135 \cdot 28{,}8^2 = 112250\ cm^4$$

$$\Sigma J = 318987\ cm^4$$

$$W = \frac{J}{s} = \frac{318987}{49{,}7} = 6430\ cm^3$$

$$M_b = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{125000 \cdot 92}{4} = 2880000\ kg/cm$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{2880000}{6430} = 450\ kg/cm^2$$

Durchbiegung $f = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{125000 \cdot 92^3}{48 \cdot 2100000 \cdot 318987} = 0{,}003\,cm$

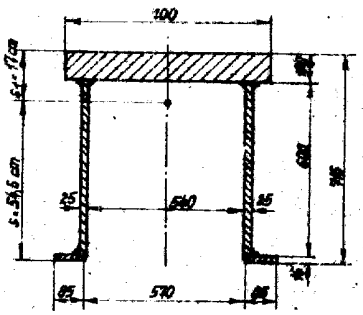
$f = 0{,}03\ mm$

Der spez. Flächendruck des Lagerringsitzes

$$p = \frac{P}{F} = \frac{125000}{4{,}4 \cdot 42} = 680\ kg/cm^2$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Querschnitt II – II

$$S = \frac{1o \cdot 7o \cdot 66,6 + 5 \cdot 6o \cdot 31,6 + 1,6 \cdot 17 \cdot o,8}{1o \cdot 7o + 5 \cdot 6o + 1,6 \cdot 17} = 54,6 \text{ cm}$$

$J_1 = \frac{7o \cdot 1o^3}{12} + 7oo \cdot 12^2 =$ 1o6633 cm⁴

$J_2 = \frac{5 \cdot 6o^3}{12} + 3oo \cdot 23^2$ 2487oo cm⁴

$J_3 = \frac{17 \cdot 1,6^3}{12} + 27,2 \cdot 53,8^2 =$ 78722 cm⁴

$\Sigma J =$ 434o55 cm⁴

$W = \frac{J}{S} = \frac{434o55}{54,6} =$ 7950 cm³

$M_{b\ II} =$ 1ooooo · 39,3 = 3950000 kg/cm

$\sigma = \frac{3850000}{7950} =$ 5oo kg/cm²

Durchbiegung $f = \frac{P \cdot l^3}{35 \cdot J} = \frac{1ooooo \cdot 385^3}{5 \cdot 434o55 \cdot 21ooooo} =$ o,oo23 cm

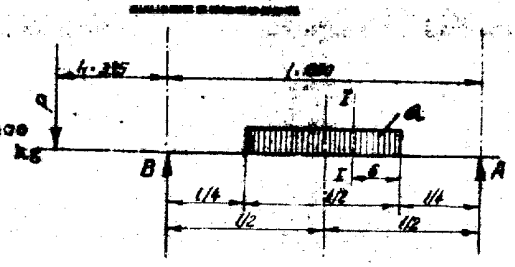
Max. Auflagerdrücke

$A = \frac{Q}{2} = \frac{25oooo}{2} =$ 125ooo kg

$B = \frac{Q\ 1/2 + P\ (l + l_1)}{l}$

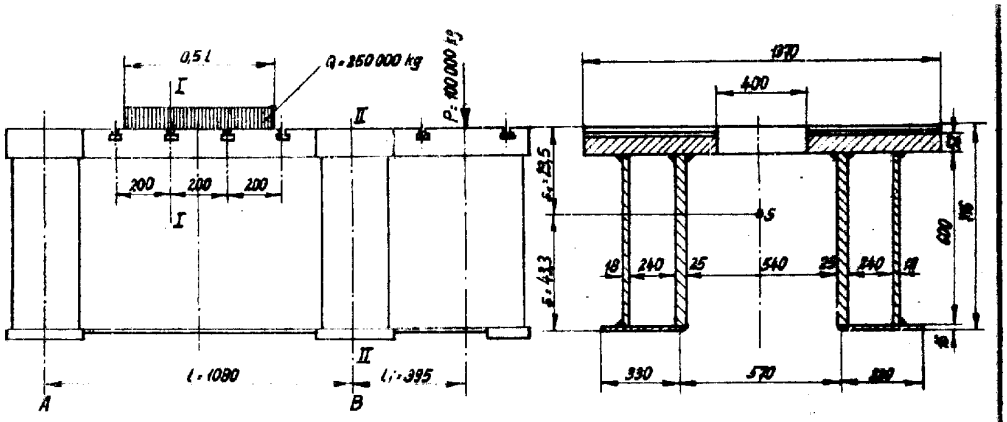
$= \frac{25oooo \cdot 54 + 1ooooo \cdot 147,5}{1o8} =$ 26oooo kg

f = o,o23 cm



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Querschnitt I - I

$$S = \frac{5{,}2 \cdot 97 \cdot 64{,}2 + 8{,}6 \cdot 60 \cdot 31{,}6 + 1{,}6 \cdot 66 \cdot 0{,}8}{5{,}2 \cdot 97 + 8{,}6 \cdot 60 + 1{,}6 \cdot 66} = 43{,}3 \text{ cm}$$

$$J_1 = \frac{97 \cdot 5{,}2^3}{12} + 504{,}4 \cdot 20{,}9^2 = 221458 \text{ cm}^4$$

$$J_2 = \frac{8{,}6 \cdot 60^3}{12} + 516 \cdot 11{,}7^2 = 225440 \text{ cm}^4$$

$$J_3 = \frac{66 \cdot 1{,}6^3}{12} + 105{,}6 \cdot 42{,}5^2 = 190736 \text{ cm}^4$$

$$\Sigma J = 637634 \text{ cm}^4$$

$$W = \frac{J}{S} = \frac{637634}{43{,}3} = 14726 \text{ cm}^3$$

q pro Meter = $\frac{250000}{54}$ = 4630 kg

$$M_{b\,I} = \frac{250000 \cdot 44}{2} - \frac{4630 \cdot 17^2}{2} = 4831000 \text{ kg/cm}$$

$$\sigma = \frac{4831000}{14726} = 330 \text{ kg/cm}^2$$

$$M_{b\,max} = \frac{250000 \cdot 108}{4} - \frac{250000 \cdot 108}{2 \cdot 8} = 5062500 \text{ kg/cm}$$

Durchbiegung $f = \frac{0{,}018 \cdot Q \cdot l^3}{E \cdot J} = \frac{0{,}018 \cdot 250000 \cdot 108^3}{2100000 \cdot 637634} = 0{,}004 \text{ cm}$

f = 0,04 mm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Hauptpresse

Max. Druck in 30° vor Kurbeltiefstellung

bis Kurbeltiefstellung	=	250000 kg
Hubhöhe	=	300 mm
Hubzahl	=	20 Min.
Stößelverstellung	=	125 mm
Max.Abstand zwischen Tisch u. Stößel	=	925 mm
Schwungrad-Drehzahl	=	630 U/Min.
Antriebsleistung-Drehzahl	=	25 PS; 1440 U/Min.

Ziehpresse

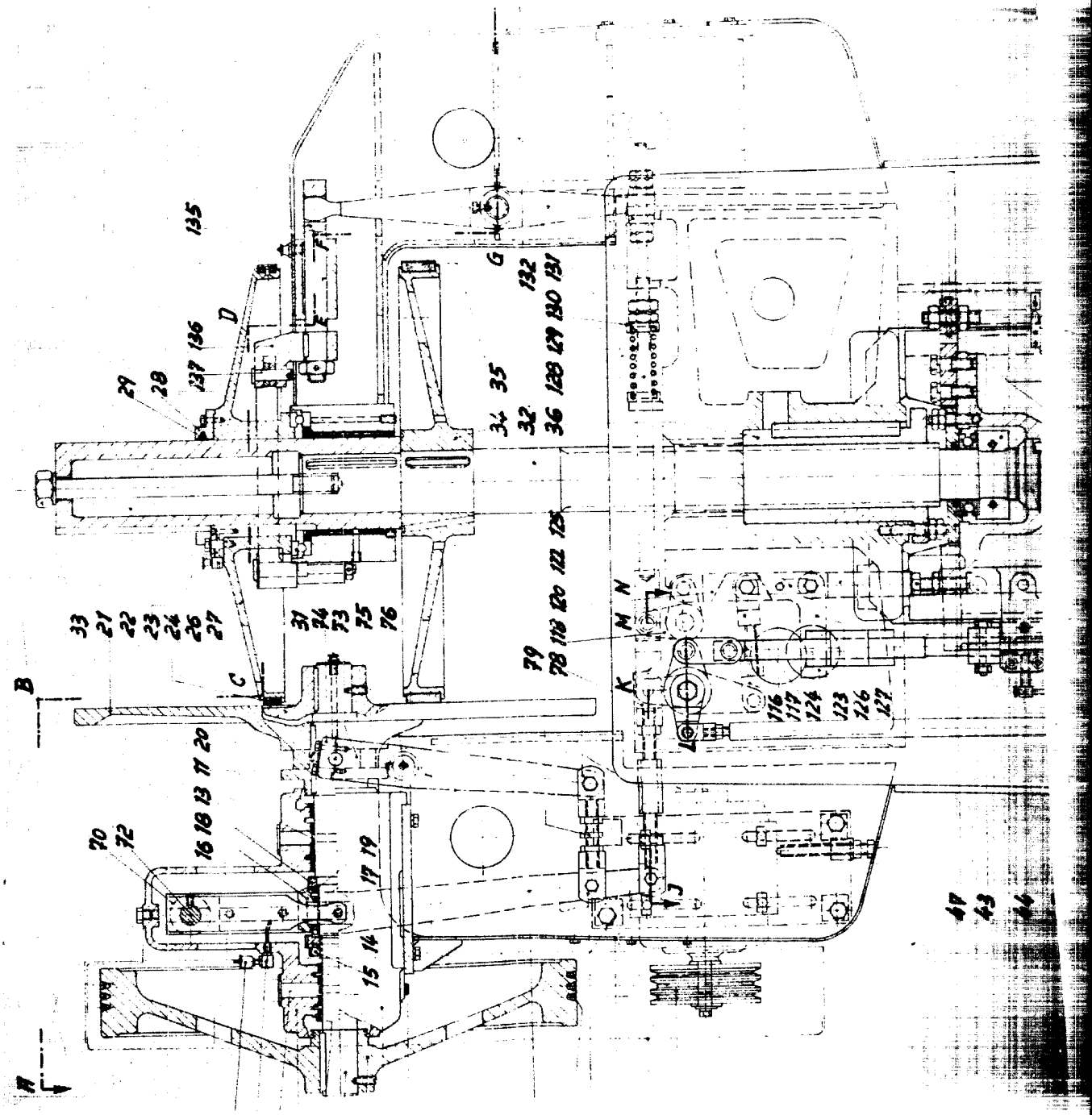
Max. Druck in 90° vor Kurbeltiefstellung

bis Kurbeltiefstellung	=	100000 kg
Hubhöhe	=	80 mm
Hubzahl	=	20 Min.
Stößelverstellung	=	50 mm
Max.-Abstand zwischen Tisch u. Stößel	=	400 mm

Gifert - Gewicht = 19500 kg

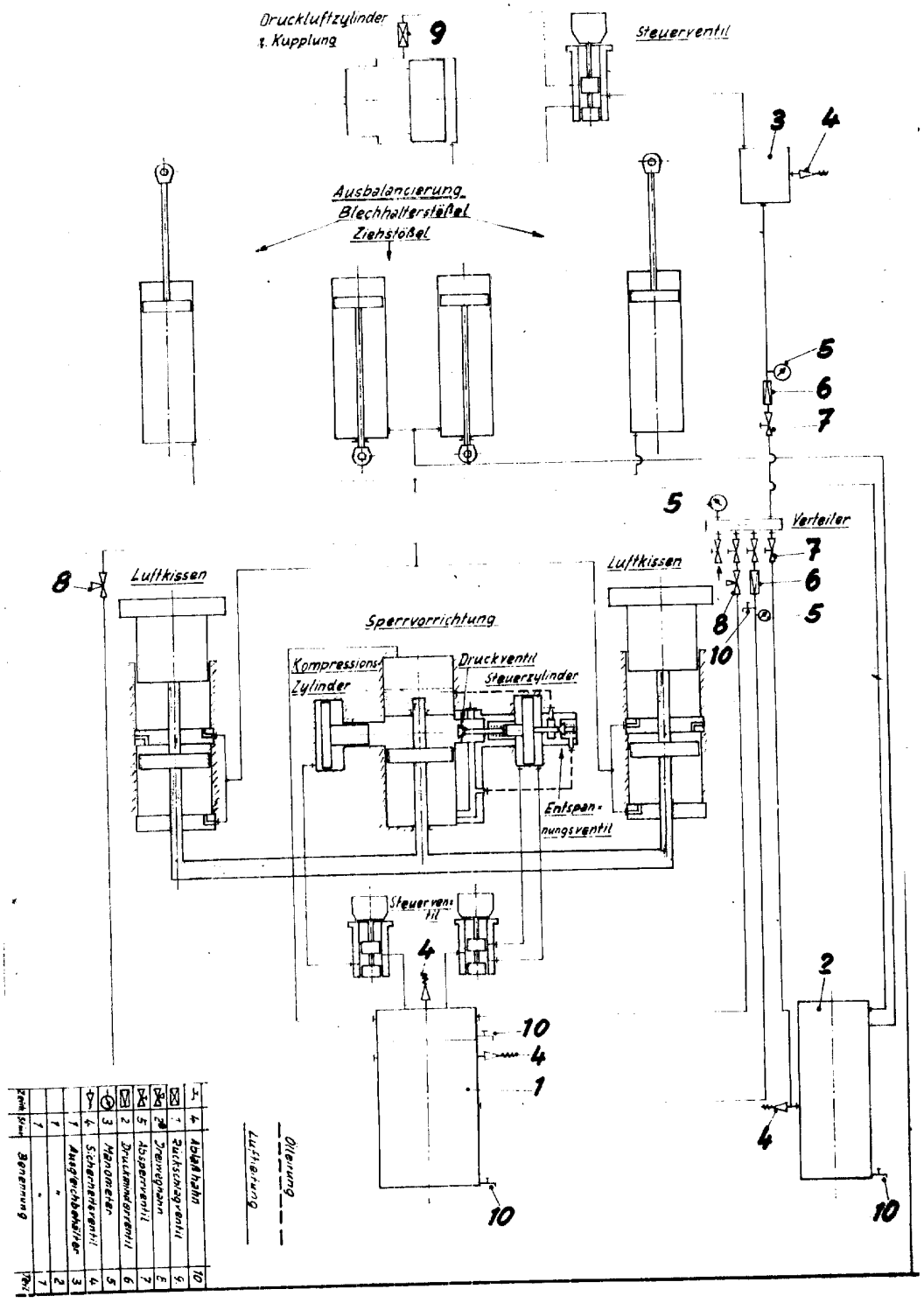
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

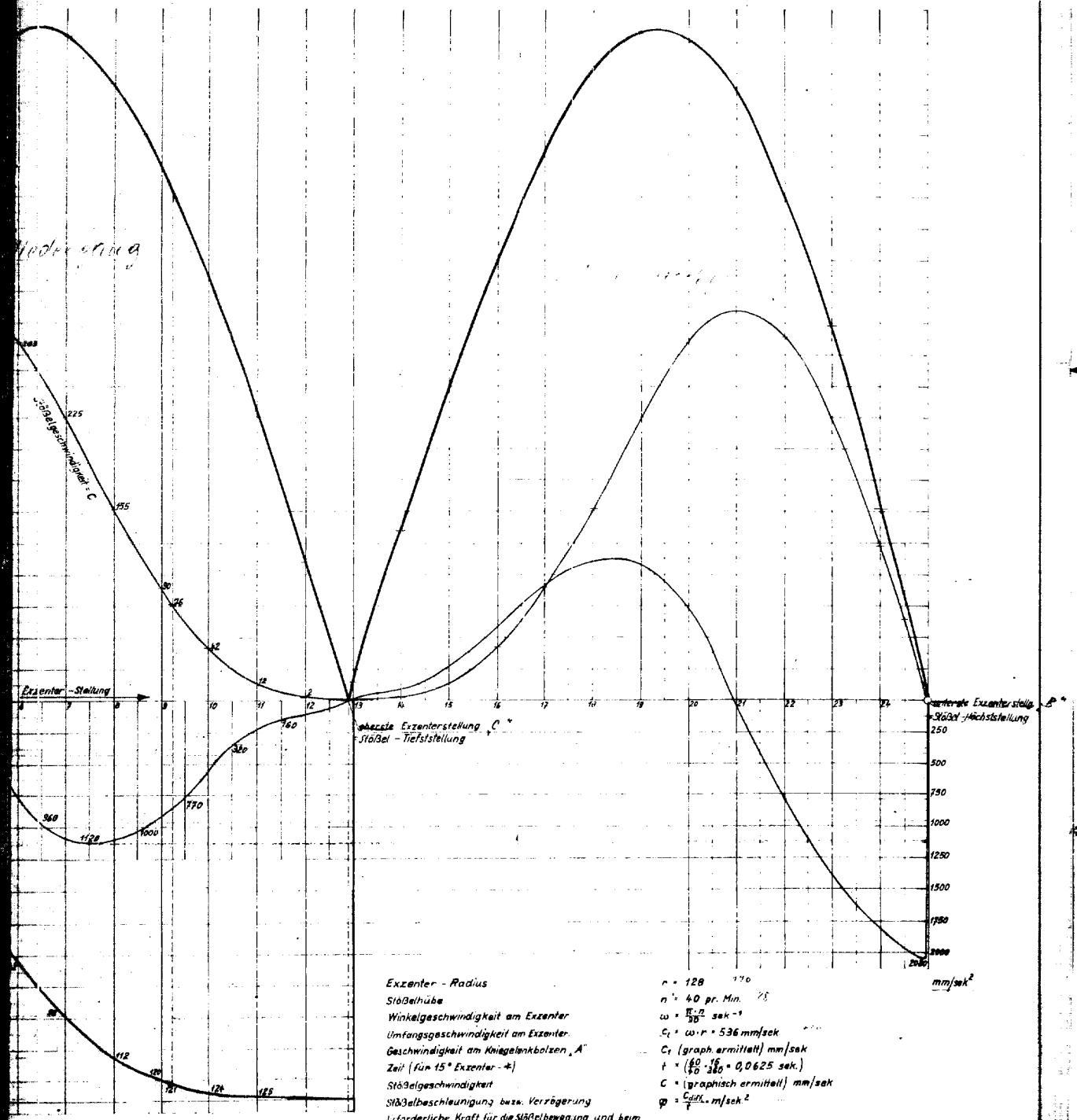
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Pos.	Stück	Benennung		Lfd. Nr.
1	1	Absperrhahn		10
2	1	Rückschlagventil		9
3	1	Steuerventil		8
4	1	Absperrventil		7
5	1	Druckminderventil		6
6	1	Manometer		5
7	1	Sicherheitsventil		4
8	1	Ausgleichbehälter		3
9	1	"		2
10	1	"		1

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

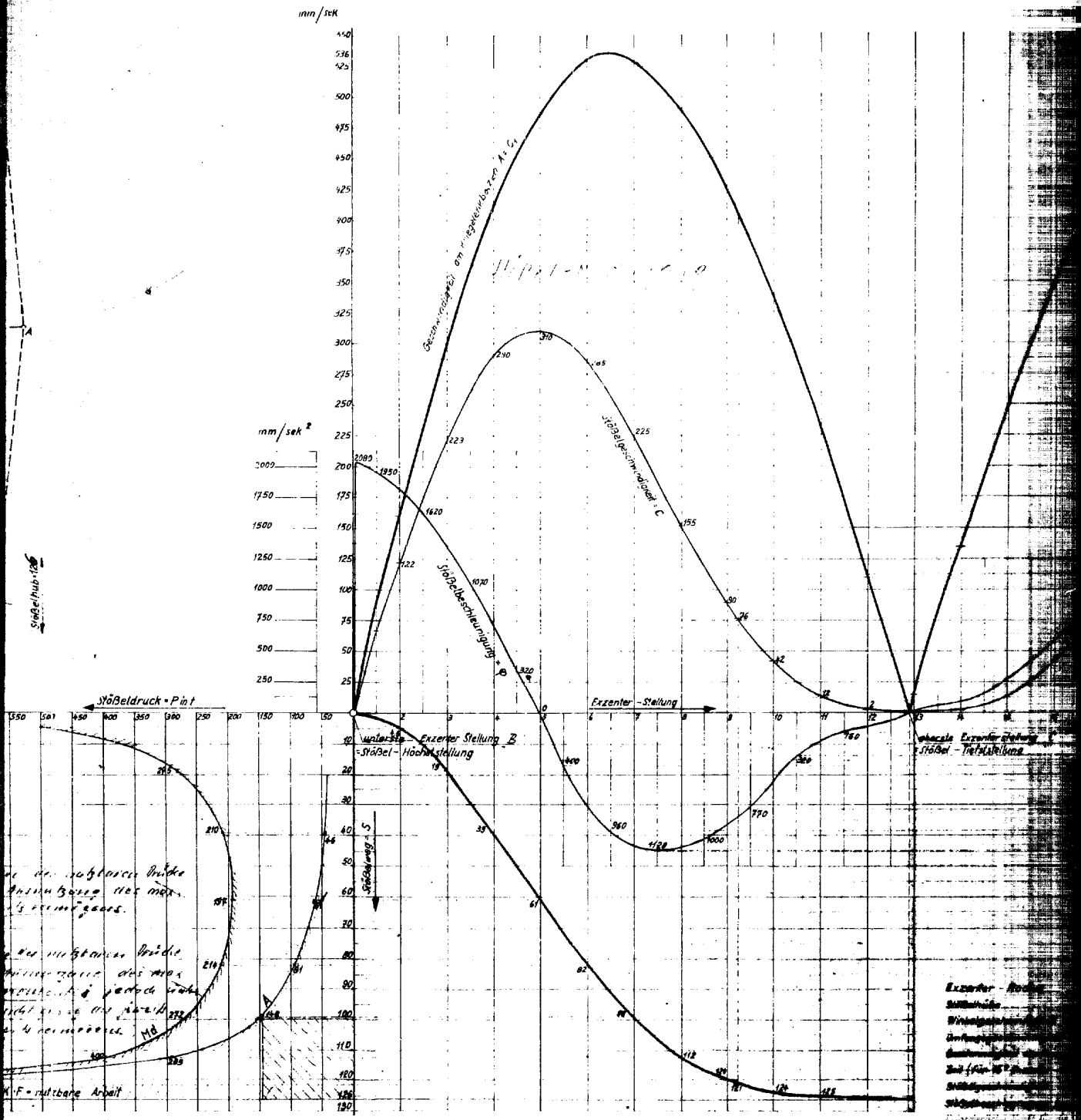


Exzenter - Radius	r = 128
Stößelhübe	n = 40 pr. Min.
Winkelgeschwindigkeit am Exzenter	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ sek^{-1}
Umfangsgeschwindigkeit am Exzenter	$C_t = \omega \cdot r = 536$ mm/sek
Geschwindigkeit am Kniegelenkbolzen „A"	C_1 (graph. ermittelt) mm/sek
Zeit (für 15° Exzenter - ∢)	$t = (\frac{60}{40} \cdot \frac{15}{360} = 0{,}0625$ sek.)
Stößelgeschwindigkeit	C = (graphisch ermittelt) mm/sek
Stößelbeschleunigung bezw. Verzögerung	$\varphi = \frac{C_{diff.}}{t}$ m/sek.²
Erforderliche Kraft für die Stößelbewegung und beim Ausrücken bezw. Einrücken der Maschine	siehe separat Blatt
Nutzbares Drehmoment am Exzenter	M_d = 1460 000 Kg cm
Tangentialkraft am Exzenter	$P_t = \frac{M_d}{r}$ = 114 000 Kg
Stößeldruck	$P = \frac{C_t}{C} \cdot P_t \cdot kg \left(\frac{536}{16} \cdot 114\,000 = 800\,000\ Kg\right)$
Nutzbares Arbeitsvermögen	A = 4000 mkg
Arbeitsfläche	F = mm²
Umrechnungsfaktor	K = 5

Prf. ab 75.1.57

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

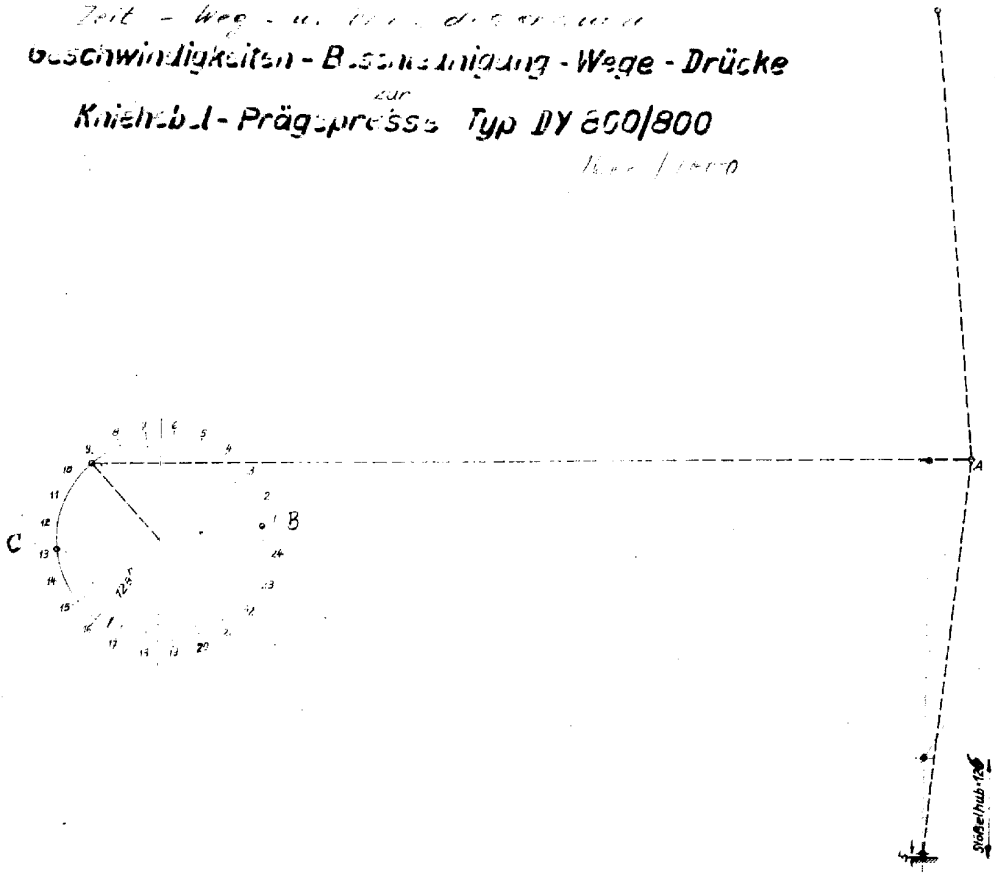
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Zeit - Weg - u. [illegible] diagramm

Geschwindigkeiten - Beschleunigung - Wege - Drücke

zur

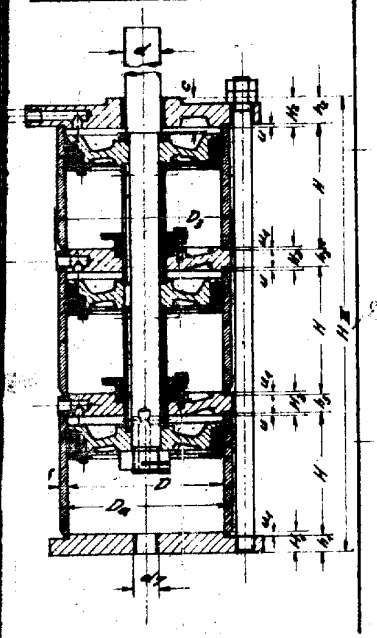
Kniehebel - Prägepresse Typ DY 600/800



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

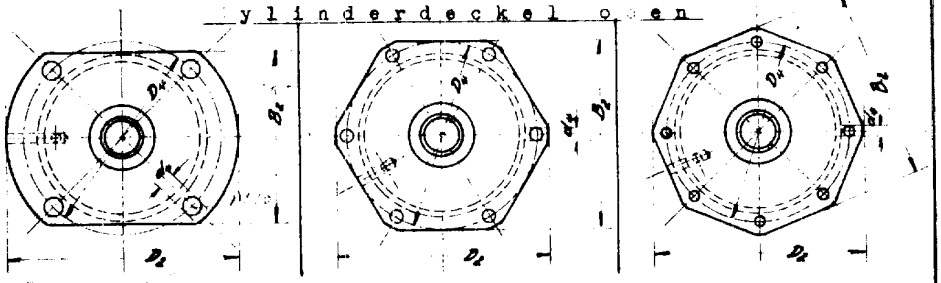
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Ausführung K 3

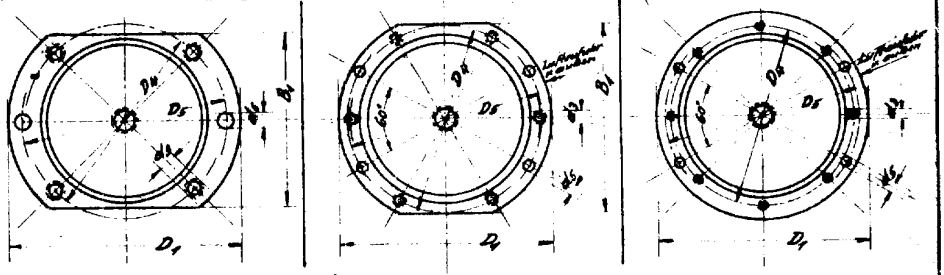


für Zylinderdurchmesser 100 - 355 | für Zylinderdurchmesser 400 - 560 | für Zylinderdurchmesser 630 - 900

Zylinderdeckel oben



Zylinderdeckel unten



Höhenmaße H_1 für Ausführung K 1

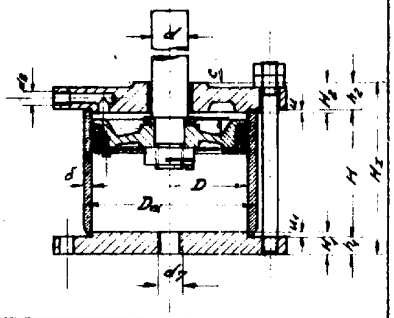
Zylinder für δ	St. Da	Ho H-H₀+H	Verbindungsstangen D4	Stück	d3	d4	Befestigung auf Grundplatte D5	Stück	d5	d6 Grundlochø	Anschlüsse für Luft d7	d8
100	112	98	140	4	M 12	14	150	2	11,5	M10	R 3/4"	R 3/8"
130	122		150				160					
145	137	103	170		M 16	18	180		14	M12		
160	152		185				195					
185	176	110	215	4	M 20	23	220	2	18	M16	R 1 "	R 1/2"
205	196		235				240					
225	216	110	260		M 24	27	265		23	M20		
245	236		280				285					
280	270	128	325	4	M 30	33	330	2	27	M24	R 1 1/4"	R 3/4"
310	300		355				360					
345	335	138	395		M 36	39	400		33	M30		
385	375		435				440					
435	425	166	485	6	M 36	39	495	4	33	M30	R 1 1/2"	R 1 "
485	475		535				545					
540	530	176	600		M 42	45	615		39	M36		
600	590		670				675					
680	665	216	745	8	M 48	52	765	4	45	M42	R 2 "	R 1 1/4"
760	745		825				845					
860	840	220	935		M 56	62	960		52	M48		
960	940		1035				1060					

Zylinderdurchmesser	Hübe 40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
100	185	195	210	225	245	270	305	345				
110												
125	200	210	225	240	260	285	320	360				
140												
160			225	240	255	275	300	335	375	425		
180												
200			235	250	265	285	310	345	385	435		
220												
250				275	290	310	335	370	410	460	525	
280												
315				295	310	330	355	390	430	480	545	
355												
400					345	365	390	425	465	515	580	665
450												
500					370	390	415	450	490	540	605	690
560												
630						440	465	500	540	590	655	740
710												
800						460	485	520	560	610	675	760
900												

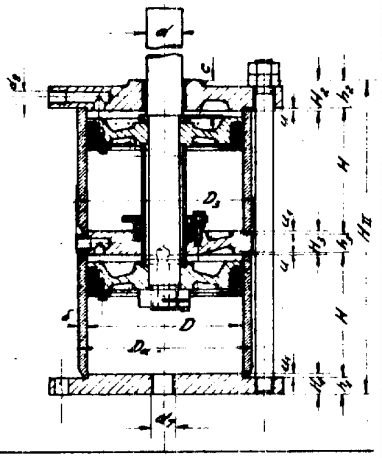
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

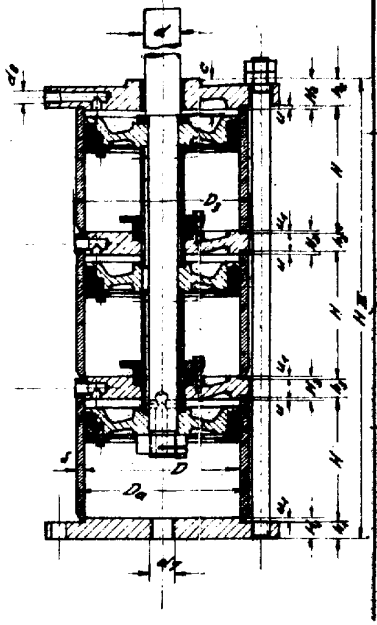
Ausführung K 1



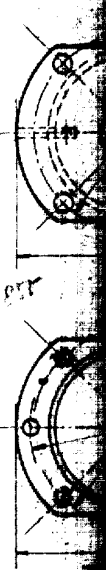
Ausführung K 2



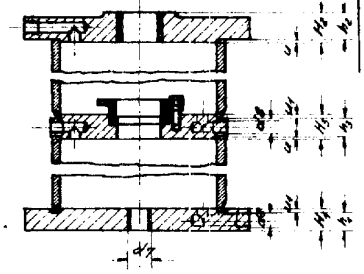
Ausführung K 3



für Zyl



Luftzylinder
Ausführung ab 400 Ø



Für Ausführung mit "Luftzufuhr v. außen" ist das Loch d7 nicht gebohrt, dafür die Löcher d8

D Zylinderdurchmesser	Drücke bei ca. 6 atü für Ausf. K 1	K 2	K 3	Kolbenstange d	e	Zylinderdeckel unten, oben, mitten D_1 D_2	B_1 B_2	D_3	H_1	h_1	H_2	h_2	H_3	h_3	u	u_1	Zylinder für Ge δ	Da	für St. δ	Da	Ho H+H₁+H₂	Verbindungsstangen D_4	Stück	d_3	d_4	Befest. auf Gr D_5	Stück
100	500	950	1400	28	40	182	125	120	20	15	35	32	30	22	3	5	10	120	6	112	98	140	4	M 12	14	150	2
110	630	1180	1800	32		192	135	130										130		122		150				160	
125	800	1500	2240	36	45	220	150	145	25	20	40	37						145		137	105	170		M 16	18	180	
140	1000	1900	2800			235	165	160										160		152		185				195	
160	1250	2360	3550	40	51	265	190	185	30	24	45	41	35	25	4	6	12,5	185	8	176	110	215	4	M 20	23	220	2
180	1600	3000	4500	45		285	210	205										205		196		235				240	
200	2000	3750	5600	50	56	315	230	225	35	29	50	46	40	30				225		216	110	260		M 24	27	265	
220	2500	4750	7100			335	250	245										245		236		280				285	
250	3150	6000	9000	56	63	385	285	280	40	32	55	50	45	32	5	8	15	280	10	270	128	325	4	M 30	33	330	2
280	4000	7500	11200	63		415	315	310										310		300		355				360	
315	5000	9500	14000	70	68	460	350	345	45	37	60	55	50	37				345		335	138	395		M 36	39	400	
355	6300	11800	18000			500	390	385										385		375		435				440	
400	8000	15000	22400	80	80	550	485	435	45	35	70	64	55	39	6	10	17,5	435	12,5	425	166	485	6	M 36	39	495	4
450	10000	19000	28000	90		600	530	485										485		475		535				545	
500	12500	23600	35500	100	90	680	600	540	50	40	80	74	60	44			20	540	15	530	176	600		M 42	45	615	
560	16000	30000	45000			740	650	600										600		590		670				675	
630	20000	37500	56000	110	102	840	780	680	60	48	90	82	70	50	8	12	25	680	17,5	665	216	745	8	M 48	52	765	4
710	25000	47500	71000	125		925	860	760										760		745		825				845	
800	31500	60000	90000	140	112	1045	970	860	60	48	100	92	80	60			30	860	20	840	220	935		M 56	62	960	
900	40000	75000	112000			1150	1070	960										960		940		1035				1060	

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

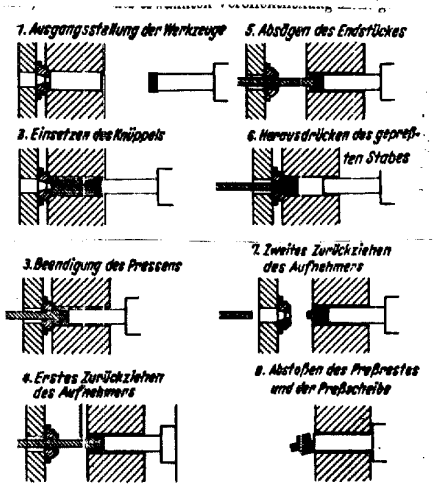


Bild 4. Arbeitsfolge beim Strangpressen. Schematische Darstellung nach J. Séjournet

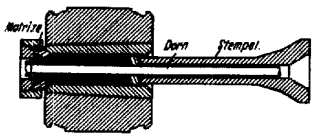


Bild 3. Strangpressen von Rohren

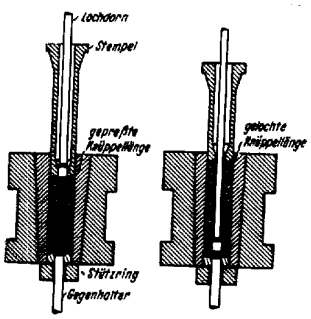


Bild 2. Erste und zweite Stufe des Lochens

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1

Page Denied

Next 11 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Aus "Werkstattstechnik und Maschinenbau" Heft 12/1954

(Seite 640/641)

Pesak, Frank J.:Kaltfließpressen als wirtschaftliches Fertigungsverfahren. (Impact Forging Can Save You Money.) The Iron Age, New York, 2. April 1953, S. 153.

Der Vorteil des Kaltfließpressens gegenüber dem Ziehen ist die Verdichtung des Werkstoffes; die mechanischen Eigenschaften der Werkstücke entsprechen daher denen von Schmiedestücken.

Kohlenstoffstähle bis zu 0,25 % C-Gehalt können ohne Schwierigkeiten gepreßt werden. Zum Fließen gegen die Stempelbewegung ist ein Preßdruck von etwa 210 kg/mm² erforderlich. Es lassen sich Büchsen mit den Verhältnissen L = 1 bis 3 D herstellen. Bei Raumtemperatur kann in einer Preßstufe eine bezogene Querschnittsänderung von 80 % erreicht werden; durch stufenweises Pressen mit Zwischenglühungen sind 95 % erzielbar. Die Härte der Butzen soll im Ausgangszustand HRb 70 und nicht größer als HRb 90 sein.

Auch legierte Stähle, wie z.B. 25 CrMo 4 können zum Fließpressen verwendet werden. Die Beanspruchung der Werkzeuge ist dabei jedoch erheblich höher, und es lassen sich nicht derartige Formänderungen je Hub erzielen wie bei Kohlenstoffstählen. Zur Herabsetzung der Härte auf etwa HRb 87 ist eine gleichmäßige Erwärmung der Butzen auf 320° C notwendig.

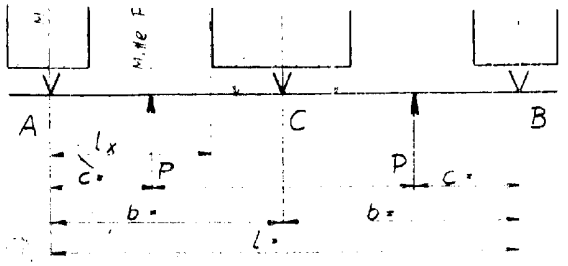
Unerläßlich ist die Verwendung hitzebeständiger Schmiermittel. Gute Ergebnisse erreicht man durch Phosphatieren in Verbindung mit Seifen, Wachsen oder Molybdänsulfit.

Als Werkzeuge werden in der Regel Ringgesenke mit Auswerfer verwendet. Geteilte Gesenke bevorzugt man für schwierige Werkstücke. In allen Fällen ist ein starker Schrumpfring erforderlich, der dem Werkzeug eine Vorspannung von etwa 42 kg/mm² erteilt.

Hilo: Akk. Pr. 60/2058
Stauder Of. - 610 kg/mm²
f = 0,1 mm

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



$$k_{bz} = \frac{M_{b\,max}}{W_z}$$

$$C = \frac{2 \cdot P \cdot c \,(3l^2 - 4c^2)}{b\,(3l^2 - 4b^2)} = \frac{2 \cdot P \cdot c\,(3 \cdot l^2 - 4c^2)}{l^3}$$

$$M_{bx} = \frac{C}{2} \cdot l_x$$

$$C =$$

$$M_{bx} =$$

$$M_{b\,max} = A \cdot b = \frac{C}{2} \cdot b$$

$$k_{bz} = \frac{M_{bx}}{W_z}$$

$$f = \frac{P \cdot c\,(3l^2 - 4c^2)}{24 \cdot E \cdot J} = \frac{P_1 \cdot b}{24 \cdot E \cdot J}\,(3l^2 - 4b^2)$$

$$P = P\,c\,(3l^2 - 4c^2) = P_1 \cdot b\,(3l^2 - 4b^2)$$

$$P_1 = \frac{P \cdot c\,(3l^2 - 4c^2)}{b\,(3l^2 - 4b^2)}$$

Ecken scharf prägen (Stützpresse für Van Leer)

$= 80\ kg/mm^2$

Schere: $P_{max.} = 0{,}55 \cdot 0{,}8\ K_z \cdot \cot g\,\alpha \cdot \delta^2 \cdot$ Abbiegung

Größe der Abbiegung										
Schneidwinkel	12°	11°	10°	9°	8°	7°	6°	5°	4°	3°	2°
Abbiegung i.%	80	73	66	59	52	45	38	31	24	17	10

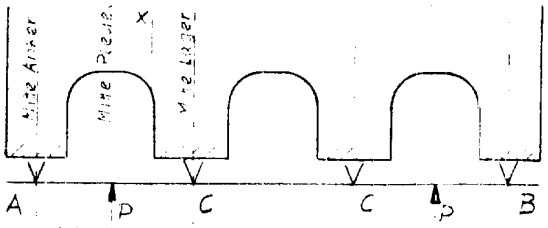
Stanze: $P_{max.} = d \cdot \pi \cdot \delta \cdot K_z$

Eisenschneider: $P_{max.} = F \cdot K_s$

- ● $K_s = 0{,}8 \cdot K_z = 36\ Kg/mm^2$
- ■ $K_s = 0{,}8 \cdot K_z = 36\ Kg/mm^2$
- Cu I $K_s = 0{,}64 \cdot K_z = 28{,}8\ Kg/mm^2$
- ◆ $K_s = 0{,}72 \cdot K_z = 32{,}5\ Kg/mm^2$
- L $K_s = 0{,}7 \cdot K_z = 31{,}5\ Kg/mm^2$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Kopfstück mit
zwei mittleren Lag

$c = 600$ $l_x = 950$ $b = 1100$ $b = 1100$ $c = 600$ $l = 2920$

$$C = \frac{P \cdot c\,(3l^2 - 4c^2)}{b\,(3l^2 - 4c^2)}$$

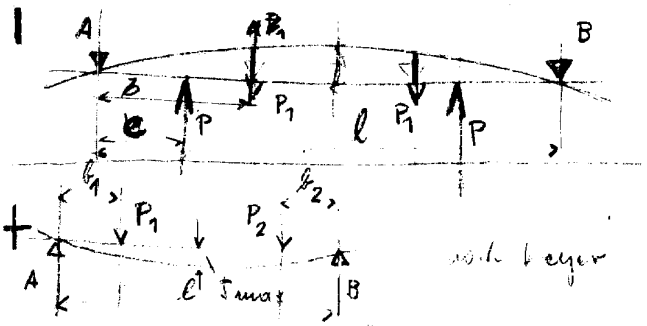
$$C = \frac{315000 \cdot 60 \cdot (3 \cdot 292^2 - 4 \cdot 60^2}{110 \cdot (3 \cdot 292^2 - 4 \cdot 60^2} = 171500\ kg$$

$$k_{bz} = \frac{M_{b\,max}}{W_z}$$

$$k_{bz} = \frac{18850000}{99500}$$

$$M_{ox} = G \cdot l_x$$

$$M_{ox} = 171500 \cdot 95$$



$$f = \frac{1}{48 \cdot E \cdot J} \sum P \cdot b \left(3c^2 - 4b^2\right)$$

bei $b_1 = b_2$ u. $P_1 = P_2$

$$M_1 = A \cdot b_1$$

$$A = P_1$$

$$H_{max} = \frac{\sum P\,b\,(3l^2 - 4b^2)}{48 \cdot E \cdot J}$$

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1

Page Denied

Next 3 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

ist

$$A_{ges} = \frac{GD^2}{7200} \cdot n^2$$

$$A_s = \frac{GD^2}{7200} \cdot n^2 \cdot (1-\alpha^2)$$

aus

$$A_s = A_{ges} \cdot (1-\alpha^2)$$

$$\frac{GD^2}{7200} = \frac{A_s}{n^2 \cdot (1-\alpha^2)}$$

$$(1-\alpha^2) = \frac{A_s}{\frac{GD^2}{7200} \cdot n^2}$$

$$n = \sqrt{\frac{A_s}{\frac{GD^2}{7200} \cdot (1-\alpha^2)}}$$

Entstehung des Wertes $(1-\alpha^2)$

$$A_s = \frac{GD^2}{7200} \cdot (n^2 - n_1^2)$$

$$= \frac{GD^2}{7200} \cdot (n^2 - (\alpha n)^2)$$

$$= \frac{GD^2}{7200} \cdot (n^2 - \alpha^2 \cdot n^2)$$

$$A_s = \frac{GD^2}{7200} \cdot n^2 \cdot (1-\alpha^2)$$

Werte $(1-\alpha^2)$ — Drehzahlenabfall

Werte $(1-\alpha^2)$ nach Normungszahlen

Werte $(1-\alpha^2)$	Drehzahlenabfall %	Werte $(1-\alpha^2)$	Drehzahlenabf %
0,200	10,6	0,400	22,4
0,212	11,2	0,425	24,0
0,224	11,9	0,450	25,7
0,236	12,7	0,475	27,4
0,250	13,5	0,500	29,4
0,265	14,4	0,530	31,5
0,280	15,3	0,560	33,8
0,300	16,3	0,600	36,4
0,315	17,3	0,630	39,2
0,335	18,5	0,670	42,4
0,355	19,7	0,710	46,0
0,375	21,0	0,750	50,0
0,400	22,4	0,800	54,7

AGFA L AGEPE

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1

Page Denied

Next 2 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

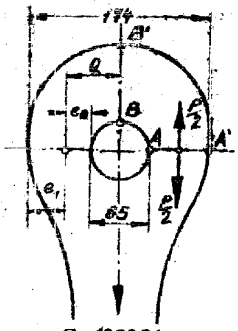
Forts.

Je nach der Größe des Spieles zwischen Bolzen und Loch treten jedoch im Bügel Momente auf; im Mittel im Querschnitt AA' (Fig. 34) das Moment

$M_A = 0{,}154 \cdot P \cdot \varrho$ u. im Scheitel BB' $M_B = 0{,}166 \cdot P \cdot \varrho$.

Nach der Bachschen Gleichung für den gekrümmten Stab, zu der auf S. 763 ein ausführliches Zahlenbeispiel gegeben ist, läßt sich dann die genauere Spannung ermitteln. Höheres s. Z.V.d.I. 1930 S. 945 u.f.

Beispiel (vgl. Beispiel S. 762 u. 763): $P = 12000$ kg, Bügelbreite in Richtung der Achse $b = 20$ mm, Lochdurchmesser $= 65$ mm, Breite in der Zeichenebene $= 174$ mm



$P = 12000$ Kg

Fig. 34

Spannung im Punkte A':

$\sigma_a = \frac{P_h}{f} + \frac{M_b}{f \cdot \varrho} + \frac{M_b}{x \cdot f \cdot \varrho} \cdot \frac{\varrho}{\varrho + e'}$

$P_h = \frac{P}{2} = 6000$ kg, $f = \frac{17{,}4 - 6{,}5}{2} \cdot 2{,}0 = 10{,}9$ cm²

Schwerpunktabstand

$\varrho = \frac{17{,}4 - 6{,}5}{4} + 3{,}25 \sim 6$ cm,

$M_b = 0{,}164 \cdot 12000 \cdot 6 = -12000$ cmkg,

$x \cdot f = -10{,}9 + 8 \cdot 2{,}0 \cdot \ln \frac{6 + 2{,}725}{6 - 2{,}725} = 0{,}9$,

$\sigma_a = \frac{6000}{10{,}9} - \frac{12000}{10{,}9 \cdot 6} - \frac{12000}{0{,}9 \cdot 6} \cdot \frac{2{,}725}{6 + 2{,}725} = -329$ kg/cm².

Spannung im Punkte A:

$\sigma_i = \frac{6000}{10{,}9} - \frac{12000}{10{,}9 \cdot 8} - \frac{12000}{0{,}9 \cdot 6} \cdot \frac{-2{,}725}{6 - 2{,}725} = 2317$ kg/cm².

Im Querschnitt BB' ist $P_h = 0$ zu setzen, ferner M_b positiv.

Dubbel I. Bd. 1935 S. 758

σ_b = Biegg. + Zug σ_z = σ_{Ber} ; wenn Nb die Spannung gleichmäßig verteilt wäre, so ist $\sigma_{Ber} = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_z^2}$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

25X1

Page Denied

Next 4 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Verfahren zur direkten Bestimmung des Sehnenmaßes

Von Dipl.-Ing. Matthias Endres, Gera

Der Werkzeugkonstrukteur ist häufig vor die Aufgabe gestellt, das Sehnenmaß der Zahnlücke an Zahnrädern aus der im Teilkreis gemessenen Bogenlänge und dem Teilkreisdurchmesser zu bestimmen. Das übliche Rechnungsverfahren gestaltet sich insbesondere dann verwickelt, wenn der zum Lückenbogen gehörende Zentriwinkel außer den ganzen Graden noch Minuten und Sekunden mißt. Die im Werkzeugbau angestrebte Genauigkeit von 1/1000 mm kann nur dann erzielt werden, wenn die Ausrechnung mit Hilfe der Logarithmen der in den Formeln auftretenden trigonometrischen Funktionen erfolgt. Im vorliegenden sei nun ein Rechnungsverfahren entwickelt, das dem Konstrukteur die Möglichkeit bietet, die Sehnenlänge s und die Bogenhöhe f aus der Bogenlänge b und dem Teilkreisdurchmesser D unter Umgehung des Zentriwinkels α auszurechnen (vgl. Abb.).

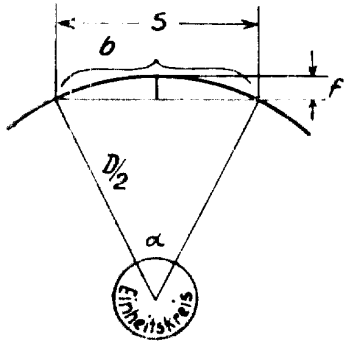
Fall I. Gegeben ist die Bogenlänge b und der Teilkreisdurchmesser D, gesucht ist das Sehnenmaß s. Es bestehen folgende Beziehungen:

$$\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{\frac{s}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{s}{D} \quad \ldots \quad \text{I}$$

$$\text{und } b = \frac{D}{2}\,\bar{\alpha} \quad \ldots \quad \text{II}$$

wo $\bar{\alpha}$ die dem Zentriwinkel α entsprechende Bogenlänge im Einheitskreis bedeutet. Aus Gleichung II ist $\bar{\alpha} = \frac{2b}{D}$. Wird dieser Wert in die Gleichung I eingeführt, so gelangt man zu folgender Beziehung:

$$\sin\frac{b}{D} = \frac{s}{D} \quad \ldots \quad \text{III}$$



Rechnungsverfahren zur Bestimmung der Sehnenlänge s und der Bogenhöhe f unter Umgehung des Zentriwinkels α
(Zeichnung des Verfassers)

Diese Sinusfunktion kann nach dem Argument $\left(\frac{b}{D}\right)$ in eine steigende Potenzreihe entwickelt werden.

Es ist dann:

$$\sin\frac{b}{D} = \frac{1}{1^*}\left(\frac{b}{D}\right) - \frac{1}{3!}\left(\frac{b}{D}\right)^3 + \frac{1}{5!}\left(\frac{b}{D}\right)^5 - \ldots = \frac{s}{D}$$

oder

$$s = D\left|\left(\frac{b}{D}\right) - \frac{1}{6}\left(\frac{b}{D}\right)^3 + \frac{1}{120}\left(\frac{b}{D}\right)^5 - \ldots\right| \ldots \text{A}$$

Fall II. Gegeben ist die Sehnenlänge s und der Teilkreisdurchmesser D, gesucht ist die Bogenlänge b. Aus der Beziehung $\sin\frac{b}{D} = \frac{s}{D}$ ist

$$b = D\arcsin\left(\frac{s}{D}\right) \quad \ldots \quad \text{IV}$$

Wenn man die zyklometrische Funktion in eine Potenzreihe entwickelt, so ist

$$b = D\left|\left(\frac{s}{D}\right) + \frac{1}{2}\cdot\frac{1}{3}\left(\frac{s}{D}\right)^3 + \frac{1\cdot3}{2\cdot4}\cdot\frac{1}{5}\left(\frac{s}{D}\right)^5 + \frac{1\cdot3\cdot5}{2\cdot4\cdot6}\cdot\frac{1}{7}\left(\frac{s}{D}\right)^7 + \ldots\right|$$

oder

$$b = D\left|\left(\frac{s}{D}\right) + \frac{1}{6}\left(\frac{s}{D}\right)^3 + \frac{3}{40}\left(\frac{s}{D}\right)^5 + \frac{5}{112}\left(\frac{s}{D}\right)^7 + \ldots\right| \text{B}$$

Aus der Konvergenz der zyklometrischen Reihe ist ersichtlich, daß die angestrebte Genauigkeit schon durch die ersten drei Glieder erreicht wird, so daß die Bogenlänge

$$b = D\left|\left(\frac{s}{D}\right) + \frac{1}{6}\left(\frac{s}{D}\right)^3 + \frac{3}{40}\left(\frac{s}{D}\right)^5 + \ldots\right| \ldots \text{C}$$

Fall III. In ähnlicher Weise kann auch die Bogen- oder Pfeilhöhe f ausgerechnet werden. Für diese gilt die Beziehung

$$f = \frac{D}{2} - \frac{D}{2}\cos\frac{\alpha}{2} \quad \ldots \quad \text{V}$$

Wird in diese Gleichung der Wert $\bar{\alpha} = \frac{2b}{D}$ eingeführt, so ist

$$f = \frac{D}{2}\left|1 - \cos\frac{b}{D}\right| \quad \ldots \quad \text{VI}$$

Die Potenzreihe der Kosinusfunktion ist folgende:

$$\cos\frac{b}{D} = 1 - \frac{1}{2!}\left(\frac{b}{D}\right)^2 + \frac{1}{4!}\left(\frac{b}{D}\right)^4 - \ldots$$

Unter Einführung dieser Reihenentwicklung in die Gleichung VI erhält man für die Pfeilhöhe folgende Beziehung:

$$f = D\left|\frac{1}{4}\left(\frac{b}{D}\right)^2 - \frac{1}{48}\left(\frac{b}{D}\right)^4 + \ldots\right| \ldots \text{D}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Die Vorzüge dieser Formeln bestehen darin, daß der Gebrauch jeglicher trigonometrischer und logarithmischer Tabellenwerke gänzlich ausscheidet, so daß als einziges Hilfsmittel höchstens die Rechenmaschine zur numerischen Auswertung der Gleichungen in Frage kommt. Die gewünschte Genauigkeit erleidet keinerlei Einschränkungen und kann durch die einfachsten Rechnungsoperationen erzielt werden.

Zahlenbeispiel: Wie groß ist das Sehnenmaß eines Zahnformfräsers, wenn der Lückenbogen des Zahnrades $b = 10$ mm und der Teilkreisdurchmesser des Zahnrades $D = 80$ mm ist?

$$s = 80\left|\frac{1}{8} - \frac{1}{6}\left(\frac{1}{8}\right)^3 \cdot \frac{1}{120}\left(\frac{1}{8}\right)^4\right|$$

$$80\left|\frac{1}{8} - \frac{1}{6}\cdot\frac{1}{512} + \frac{1}{120}\cdot\frac{1}{32\,768}\right|$$

Das dritte Glied in der Klammer kann vernachlässigt werden, so daß

$$s = 80\left|\frac{1}{8} - \frac{1}{6}\cdot\frac{1}{512}\right| \quad 10 - \frac{40}{1536} \quad \mathbf{9{,}974\ mm}$$

und die Bogenhöhe ist nach Formel D

$$I = 80\left|\frac{1}{4}\cdot\left(\frac{1}{8}\right)^2 - \frac{1}{48}\left(\frac{1}{8}\right)^4\right| \quad 80\left|\frac{1}{4}\cdot\frac{1}{64} - \frac{1}{48}\cdot\frac{1}{4096}\right|$$

$$I = \frac{20}{64} - \frac{5}{3}\cdot\frac{1}{4096} \quad 0{,}3125 - 0{,}0004 \quad \mathbf{0{,}312\ mm}$$

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

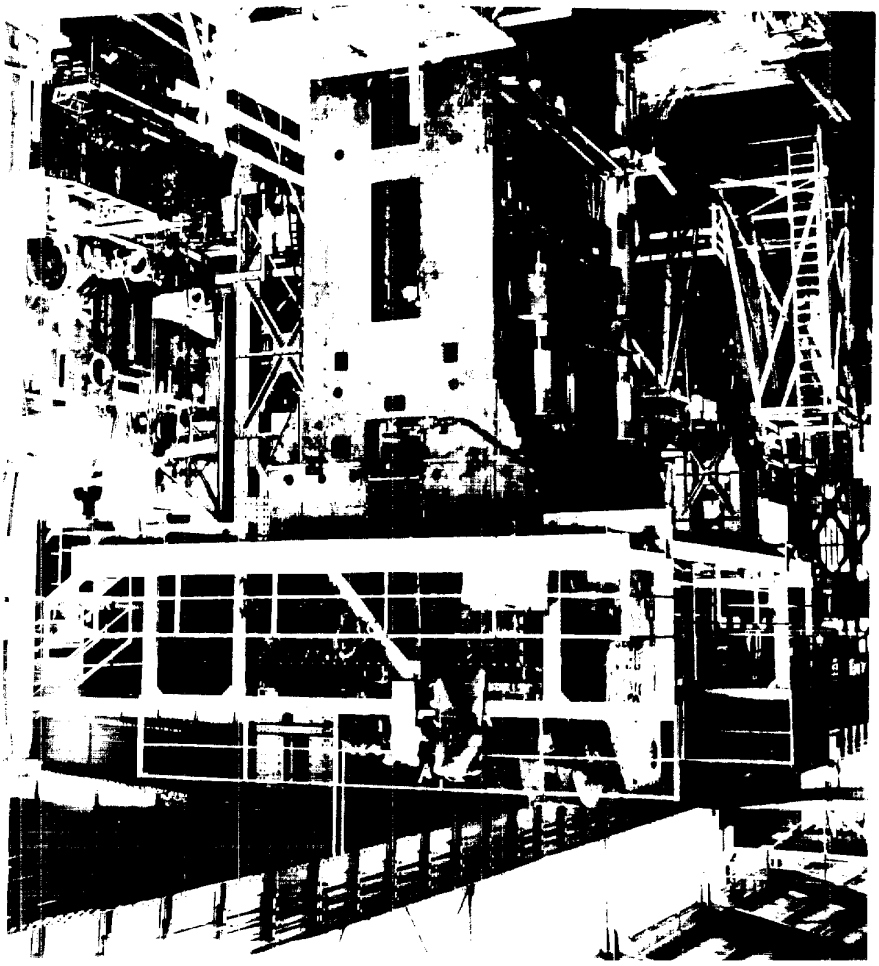
25X1

Page Denied

Next 3 Page(s) In Document Denied

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

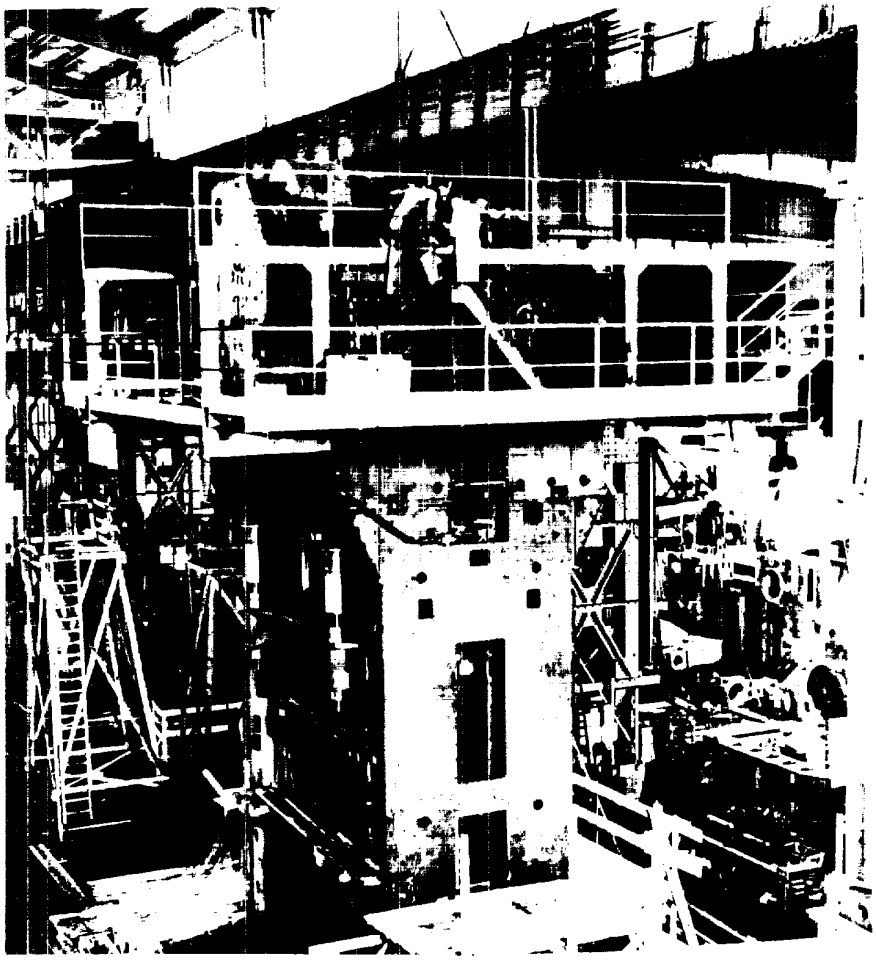
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

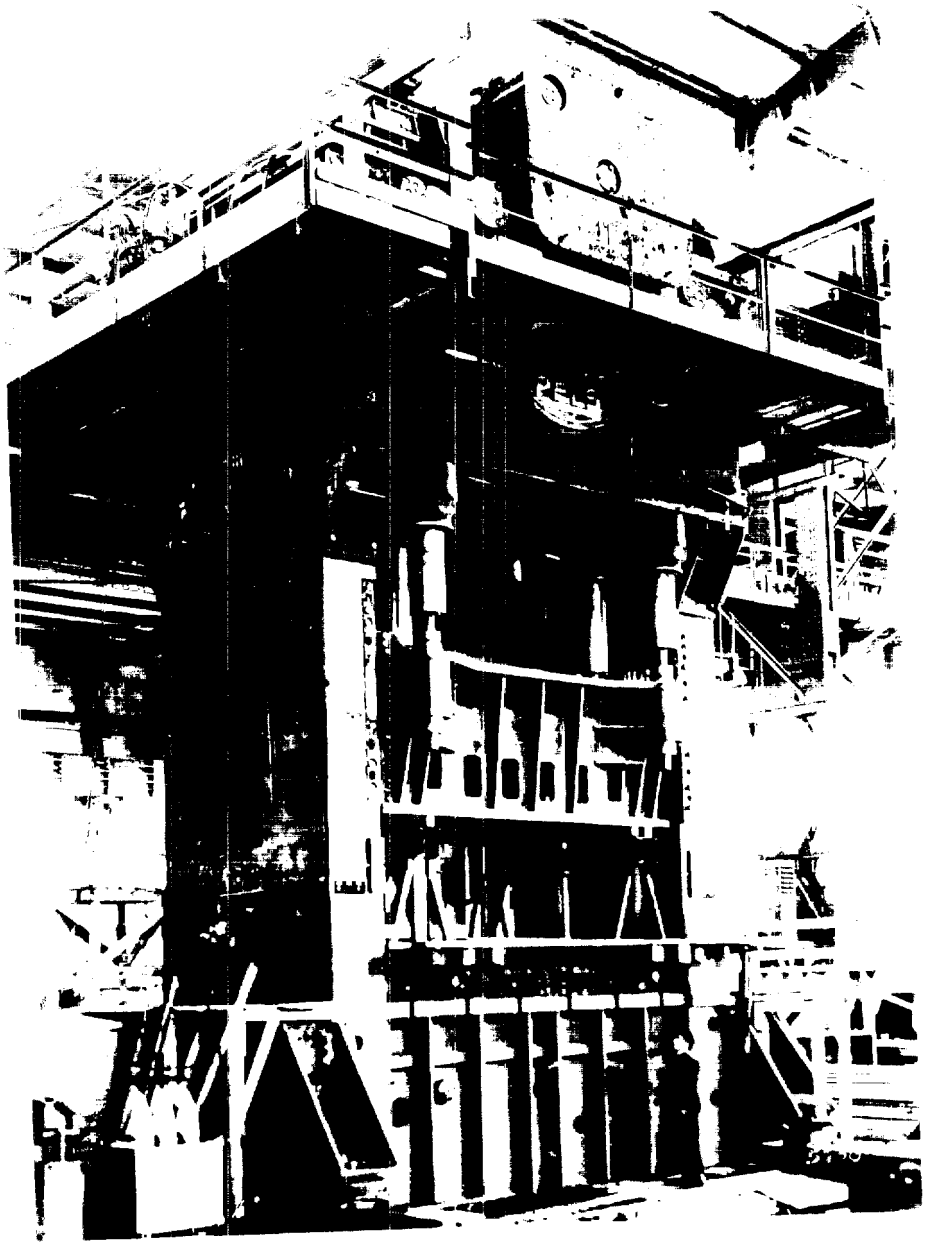
Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

AGFA L AGEPE



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6

Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6



Approved For Release 2009/06/15 : CIA-RDP83-00418R001500130001-6